

ÍNDICE

MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN.....	4
1.1 Antecedentes	6
1.2 Objetivo del proyecto.....	10
1.3 Alcance	11
2. FACTORES INTERNOS EN EL ACONDICIONAMIENTO DE UN HABITÁCULO	12
2.1 Introducción	12
2.2 Temperatura del aire (t_a).....	13
2.3 Temperatura equivalente (t_{eq}).....	13
2.4 La temperatura de la piel (t_{sk}).....	15
2.5 M.T.V. (Mean Thermal Vote).....	16
2.6 Caudal de aire entrante en el habitáculo	17
2.7 Velocidad relativa del flujo del aire	17
2.8 Índice de indumento (CLO)	17
2.9 Material utilizado en las vidrieras	18
2.10 Transmisibilidad, absorvidad y reflexividad	18
2.11 Coeficiente de emisividad (ϵ).....	19
2.12 Temperatura media corporal	19
3. FACTORES EXTERNOS EN EL ACONDICIONAMIENTO DE UN HABITÁCULO	21
3.1 La temperatura media de radiación (t_r).....	21
3.2 Altura solar (α)	21
3.3 Azimut solar (γ)	21
3.4 Ángulo Cenital (θ_z)	22
3.5 Radiación directa y difusa	22
4. INTERPRETACIÓN CLIMÁTICA DE PASAJEROS VIRTUALES EN UN HABITÁCULO DE UN AUTOMÓVIL.....	23
4.1. Geometrías de estudio	28
4.2. Ejecución de la malla	37
4.3. Simulación numérica	45
4.4. Resultados	59
5. CONCLUSIONES.....	82
6. RELACIÓN DE DOCUMENTOS DEL PROYECTO.....	84

7. BIBLIOGRAFIA..... 86

ANEXOS

ANEXO A. LA TRANSMISIÓN DE CALOR 89

A.1 Introducción.....	89
A.1 Transmisión de calor por conducción.....	89
A.2. Conducción unidimensional en estado estacionario. Cuerpos homogéneos.....	89
A.3. Geometría plana: sección de paso constante.....	90
A.4. Transmisión por conducción en otras geometrías.....	91
A.5. Conducción unidimensional en estado estacionario, paredes compuestas.....	91
A.6. Flujo plano unidimensional.....	92
A.7. Flujo radial cilíndrico.....	93
A.8. Flujo radial esférico.....	94
A.9. Expresión general para el caso de paredes múltiples.....	94
A.10. Transmisión de calor por convección.....	94
A.11. Transmisión de calor entre dos ambientes separados por una pared simple.....	95
A.12. Transmisión de calor entre dos ambientes separados por una pared comp.....	97
A.13. Caso generalizado en convección.....	97
A.14. Transmisión de calor por radiación.....	98

ANEXO B. CARACTERIZACIÓN DE LAS FUENTES EMISORAS..... 99

B.1. Emisión de radiación térmica.....	99
B.2. Espectro de emisión del cuerpo negro: LEY DE PLANK.....	100
B.3. Potencia de emisión del cuerpo negro: LEY DE STEFAN-BOLTZMAN.....	100
B.4. Potencia de emisión del cuerpo gris: emisividad ϵ	101
B.5. Cálculo del aporte por radiación térmica.....	102
B.6. Factor de visión.....	102
B.7. Factores de absorción o absorptancias.....	103
B.8. Ecuaciones para el intercambio de calor por radiación.....	104
B.9. Dos superficies muy cercanas.....	104
B.10. Dos superficies negras lejanas.....	104
B.11. Dos superficies grises.....	105

ANEXO C. GENERALIDADES DEL SOL	106
C.1. Introducción.....	106
C.2. Características de la radiación solar. La constante solar	108
C.3. El espectro solar.....	109
C.4. Distribución de la energía del sol a la Tierra	110
C.5. Cinemática del sol	111
ANEXO D. INTENSIDAD INSTANTANEA DE RADIACIÓN EXTRATERRESTRE (I_o).....	113
D.2. Energía total recibida por una superficie extraterrestre horizontal.....	114
D.3. Índice de nubolalidad.....	115
D.4. Radiación directa y difusa.....	115
ANEXO E. LA MECÁNICA DE FLUIDOS	116
Introducción.	116
E.1 El fluido.....	116
E.2. Propiedades del fluido. Densidad.....	116
E.3. Presión en fluidos.	117
E.4. Viscosidad.	118
E.5. Flujos.....	119
E.6. Líneas de corriente.	122
E.7. Caudal.	122
E.8. Ecuación de continuidad.....	122
E.9. Ecuación de Bernoulli.	123
E.10. Ecuación de Navier-Stokes.....	124
E.11. Capa límite.	124
ANEXO F. ESTUDIO DE RADIACIÓN SOLAR EN UN SISTEMA CLIMÁTICO.....	126
I.1. Introducción.	126
I.2. Estudio.....	126
ANEXO G. ESQUEMAS DE DISEÑO.....	136

1. INTRODUCCIÓN

El parámetro confort lo utilizamos para el diseño de prendas de ropa, habitáculos de vehículos, interiores de edificios con el objetivo de mejorar el confort del hecho de llevar o estar en el sistema que nos provoca esa serie de reacciones.

En el caso de aclimatar el habitáculo de un vehículo, las necesidades de llevarlo a cabo, han ido creciendo de la mano de la preocupación por mejorar los beneficios en concepto de confort, resultados de aclimatar el interior del habitáculo. Esto propició la aparición de compresores solidarios a los motores de explosión que aprovechaban la energía sobrante de la refrigeración de los mismos para climatizar. Esto obviamente mejoró las sensaciones térmicas del habitáculo en situaciones de largos recorridos, donde los efectos negativos de pasar de un ambiente seco a otro húmedo en poco tiempo, ahora, no traería consecuencias para los factores internos generados, como para la propia salud. Un ejemplo por no ir más lejos, puede ser el caso de un viaje desde la ciudad de Girona que fácilmente en épocas se rebasan los 40°C hasta la Vall de Núria, donde difícilmente se alcanza estas temperaturas.

Paliar este problema era un plus tanto para los ingenieros como para los departamentos de marketing de las grandes empresas automovilísticas, ya que la intención de compra de un vehículo acondicionado se vería disparada, eso si, pasando previamente por unos cuantos dolores de cabeza que en la actualidad aún perduran.

Cuantificar la intensidad de variables externas, como puede ser el caso de la intensidad de radiación que recibe tanto la luna delantera como el total de la chapa expuesta del automóvil, así como la temperatura del flujo de aire de impacto, son algunos de estos problemas a resolver.

De esta manera, en su día, nos propusimos recopilar información sobre los parámetros necesarios en estos diseños, como también la generación de un *dummy* virtual que fuera capaz de interpretar todas estas variables externas e internas dando como respuesta una determinada sensación térmica. Y Virtual porque no será más que un diseño informático de una malla de puntos que nos representará el contorno del

pasajero como la posibilidad de procesar esta malla dadas unas condiciones internas y externas.

1.1 Antecedentes

La génesis del automóvil se caracterizó por la presencia de neumáticos delgados, suspensiones a base de ballestas, e interiores tapizados. No se precisaba de capota o de algún medio de aislamiento externo, así que no era de extrañar que en condiciones invernales, los pasajeros fuesen abrigados de forma extrema, en cambio, en verano la situación mejoraba ya que en condiciones de temperaturas ambiente elevadas el único medio de refrigeración era la brisa que se recibía en circulación.



Fig.1 Un vehículo fabricado en 1896 por los hermanos Duryea. (Fuente: www.historyofcar.net [13])

Más tarde los fabricantes empezaron a cerrar el interior de las cabinas añadiendo pequeñas oberturas de modo de ventilación, pero esta solución solo trajo consigo polvo y suciedad incrementando así la sensación de malestar.

En 1884 *William Whiteley* tuvo la idea de generar una pequeña refrigeración a base de cubos de hielo dispuestos en un contenedor que se situaba debajo de la cabina, que al mismo tiempo, un gran ventilador accionado por el eje soplaban estas frigorías hacia el interior.

Más tarde vendrían los sistemas de enfriamiento por evaporación llamados *Weather Eye* (Ojo climático), donde se producía un decremento en la temperatura del aire interior haciéndolo pasar por agua, este método fue concebido por una empresa llamada *Nash*.

Los ciudadanos de a pie no verían un automóvil con un sistema de refrigeración semejante a los actuales hasta 1939, donde el *Packard* incorporaba un sistema a base de una espiral enfriadora, que no era más que un evaporador muy largo que abrazaba toda la cabina, y cuyo sistema de actuación era el interruptor de un ventilador. Luego *Cadillac* produjo 300 unidades con aire acondicionado en 1941, donde el motor del sistema no disponía de embrague, por lo que siempre iba encendido, entonces para desactivarlo, el conductor tenía que bajarse del vehículo abrir el capó y desacoplar la correa del compresor.

Después de la Segunda Guerra Mundial (1945) la misma *Cadillac* promocionó la producción de una serie de controles para la actuación sobre el aire acondicionado, estos se situaban en el asiento trasero, por lo que el conductor debía estirarse para apagar el sistema, aún así se podría considerar como una ligera mejora, pues los sistemas de aire acondicionado fueron por muchos años un extra no muy común.

Ya en 1987 se superaban 19.571.000 unidades, recalando en la actualidad, donde el 80 % de los vehículos poseen unidades de aire acondicionado.

Este aumento tan espectacular se produjo debido, a que en Estados Unidos la población empezó a mudarse hacia los estados más calurosos, donde se situaba la gran industria, y fue aquí donde la gente empezó a desear que los vehículos fueran equipados ya con el aire acondicionado de serie y no como una característica extra.

Hoy en día, las unidades de aire acondicionado son habituales y muy eficientes, con sistemas ATC (Control automático de temperatura), más fiables que los viejos termostatos, así como su control mediante computadores de abordo que controlan las condiciones tanto interiores del habitáculo como externas de radiación.

Hay que decir que no solo por parte de técnicas de mejora de compresores se está llevando a cabo esta eficiencia, también en el sector de los refrigerantes se está

trabajando con suficiente celeridad, un ejemplo es la sustitución de los refrigerantes tan contaminantes como los fluorocarbonos (CFC), también conocidos como R-12 o freón, por otros como los R-134, que no contienen halogenados.

En la actualidad, el ámbito experimental que comporta el posterior diseño de estos sistemas, es el que está en pleno proceso de desarrollo, y sector donde los CFDs (*Computer Fluid Dynamics*) están irrumpiendo con fuerza para hacerse hueco, donde sus resultados cada día se ajustan más a la realidad, mediante modelos computarizados expuestos a condiciones climáticas reales.

Inicialmente los ingenieros hacían pruebas con diferentes maniqués sometidos a diferentes pruebas de recintos y sometidos a idénticas condiciones climáticas. De aquí derivaron una temperatura equivalente t_{eq} muy cercana a la experimentada por los seres humanos, cuyo valor real se denomina MTV, los cuales son evaluados por grupos de personas que se someten a dichas condiciones.

La metodología de estos procesos junto a la gran cantidad de variaciones individuales generadas, obligaban el uso de líneas límite para cada caso, solución que no era la óptima. Fue entonces cuando se planteó la utilización de los maniqués virtuales utilizando interfaces de flujo de calor en código CFD (*Computer Fluid Dynamics*), y donde la temperatura de superficie era calculada y regulada en cada iteración o cálculo, usando una adaptación de condiciones de contorno en la primera celda del mallado. La simulación de la mezcla de aire, se conseguía vía una constante de turbulencia, que no dejaba de ser una ecuación que nos expresaba la viscosidad turbulenta del flujo de aire.

Todo esto puede parecer un tanto complejo sino se precisa de conocimientos sobre simulación computacional, pero desde luego que para los que si gozaban de ellos, encontraron en esta reciente aplicación científica una vía alternativa, rápida de procesar, y eficiente.

Por lo que se refiere a la aplicación de estos estudios computacionales de confort en vehículos, hay que decir que aun son muy limitados, comparados con los realizados en edificios, ya que los vehículos en particular, son sistemas en constante fluctuación

en temperatura del aire, en radiación solar, y en movimiento de flujo, cosa que hace que tengamos problemas en la evaluación y predicción final.

De modo que una de las claves en este tipo de estudios es la definición de los parámetros esenciales de diseño, que a continuación analizaremos, como la problemática de su posterior proceso.

1.2 Objetivo del proyecto

El objetivo primordial de este proyecto es establecer y documentar las condiciones de confort climático y desarrollar un modelo *dummy* capaz de interpretar la sensación térmica teniendo en cuenta factores internos como; temperatura, velocidad, y dirección del aire.

La simulación numérica se realizará con el código *Star CCM +* de *CD- ADAPCO*.

1.3 Alcance

La documentación sobre factores internos y externos que influyen en el acondicionamiento de un habitáculo ha sido elaborada con la ayuda de los artículos científicos de H.O. Nilsson, 2007 [6] y C. Walgama, 2006 [2]

Se excluye del proyecto el diseño de los difusores que nos crearán el flujo de entrada, así como el del mismo habitáculo de estudio donde se situará el *dummy* virtual. La simulación se realizará con los códigos Fluent Inc. y Star CCM+.

2. FACTORES INTERNOS EN EL ACONDICIONAMIENTO DE UN HABITÁCULO

2.1 Introducción

Los factores internos podríamos decir que son aquellos precedidos por los externos, como el caso de la radiación, que dependiendo del grado de sensibilidad de los ocupantes del habitáculo a variaciones de los mismos influenciará en mayor o menor grado en la sensación térmica.

Según H.O. Nilsson (2007) [6] los parámetros internos a tener en cuenta a la hora de hacer un estudio climático de un habitáculo son los siguientes;

- Temperatura del aire (t_a)
- Temperatura equivalente (t_{eq})
- Temperatura de la piel (t_{sk})
- M.T.V. (Mean Thermal Vote)
- Caudal de aire entrante en el habitáculo
- Velocidad relativa del flujo de aire.
- Índice de indumento (CLO)
- Material utilizado en las vidrieras
- Transmisibilidad, absorbilidad y reflexibilidad
- Coeficiente de emisividad (ϵ)
- Temperatura media corporal

2.2 Temperatura del aire (t_a)

En términos generales la temperatura del aire se mide con termómetros de bulbo seco que pueden ser de registro simple o doble. Los de registro doble muestran las máximas y mínimas del periodo de medición que generalmente es diario.

Estos datos se registran libres de influencias exteriores, para lo cual se ubican dentro de casillas de resguardo meteorológico. Estas se elevan 1.50 metros del suelo y se localizan libres de la influencia de vegetación y edificios.

También existen otros medios de registrar de forma continua la temperatura mediante instrumentos mecánicos, como los termohigrógrafos o electrónicos.

La temperatura del aire del interior de un habitáculo de automóvil es aquella que se ve influenciada constantemente por el flujo de calor latente de los propios ocupantes, los sistemas de climatización y factores externos como la radiación incidente sobre el mismo. En los diseños experimentales se utilizan una serie de termistores situados en lugares estratégicos del cuerpo del sujeto de estudio y recogida cada diez segundos por un grabador de datos.

Esta es importante para el posterior cálculo de la temperatura presente en la piel del sujeto que esté inmerso en el habitáculo aclimatado.

2.3 Temperatura equivalente (t_{eq})

Es aquella surgida de igualar la temperatura del aire de un recinto imaginario o real a la temperatura media de radiación, situación en la cual una persona sufre el mismo intercambio tanto en convección como en radiación.

En otras palabras, tal y como hemos comentado en los antecedentes, esta temperatura fue “elaborada” con el objetivo de mejorar la precisión de los resultados obtenidos en las pruebas de los *dummys* respecto a los obtenidos con testigos reales en pruebas idénticas.

Este acercamiento lo hacían patente con una simple recta de regresión, definiendo de la siguiente manera la expresión que nos describe la temperatura equivalente:

$$teq = ts - RT (a + b MTV)$$

Donde **ts** (en °C) es la temperatura de la zona del maniquí en concreto, **RT** la insolación sufrida total (en m² K / W), cuyos valores se extraerán de la tabla 1.1. **a** y **b** son constantes de regresión lineal (en W / m²), y finalmente el parámetro **MTV** que dependiendo de la zona tendrá uno u otro valor. (Ver apartado **2.5** (Mean Termal Vote)).

Table 1

Linear regressions and calculated "neutral" values for clothing combinations (LS) "Light summer clothing" (1.0 clo) and (EW) "Enhanced winter clothing" (1.9 clo)

Zone	a	b	r ²	R _T (m ² K/W)LS	R _T (m ² K/W)EW	I _T (clo) LS	I _T (clo) EW	t _{eq} (°C) neutral LS	t _{eq} (°C) neutral EW
Whole body	43.8	-13.3	0.97	0.160	0.300	1.03	1.94	21.0	21.4
Scalp	65.5	-33.9	0.89	0.199	0.193	1.28	1.25	21.0	21.4
Face	65.5	-33.9	0.89	0.199	0.193	1.28	1.25	25.7	17.2
Chest	36.1	-20.5	0.95	0.229	0.464	1.48	2.99	25.7	17.2
Up. back	36.1	-20.5	0.95	0.229	0.464	1.48	2.99	24.8	15.4
L U arm	43.0	-21.1	0.94	0.215	0.432	1.39	2.79	24.8	15.4
R U arm	43.0	-21.1	0.94	0.215	0.432	1.39	2.79	28.8	15.4
L L arm	43.0	-21.1	0.94	0.122	0.432	0.79	2.79	28.8	15.4
R L arm	43.0	-21.1	0.94	0.122	0.432	0.79	2.79	24.1	21.6
L hand	84.9	-57.2	0.98	0.117	0.146	0.75	0.94	24.1	21.6
R hand	84.9	-57.2	0.98	0.117	0.146	0.75	0.94	28.0	20.4
L thigh	46.7	-20.3	0.97	0.128	0.292	0.83	1.88	28.0	20.4
R thigh	46.7	-20.3	0.97	0.128	0.292	0.83	1.88	28.0	20.4
L calf	46.7	-20.3	0.97	0.128	0.292	0.83	1.88	28.0	20.4
R calf	46.7	-20.3	0.97	0.128	0.292	0.83	1.88	28.0	24.0
L foot	46.7	-20.3	0.97	0.128	0.215	0.83	1.39	28.0	24.0
R foot	46.7	-20.3	0.97	0.128	0.215	0.83	1.39	24.2	19.0
Lo. back	39.5	-19.5	0.93	0.247	0.381	1.59	2.46	24.2	19.0
Seat	39.5	-19.5	0.93	0.247	0.381	1.59	2.46	21.0	21.4

Fig: 2. Ábaco de regresiones lineales y variables presentes en la ecuación. (Fuente: H.O. Nilsson, 2007 [6])

Hay que decir que dicha ecuación es valida para intervalos de insolación total desde 0.9 hasta 1.9 CLO.

Con dicha ecuación y valores de las variables estaríamos en disposición de generar un diagrama de zonas de confort que dependiendo de la zona o región del cuerpo en cuestión de estudio y de su temperatura equivalente se irá obteniendo una secuencia de puntos que asociados mediante una línea podremos situarla dentro de unos límites de sensaciones climáticas (M.T.V.) ya sea de sensación calurosa, muy calurosa, frío o muy frío.

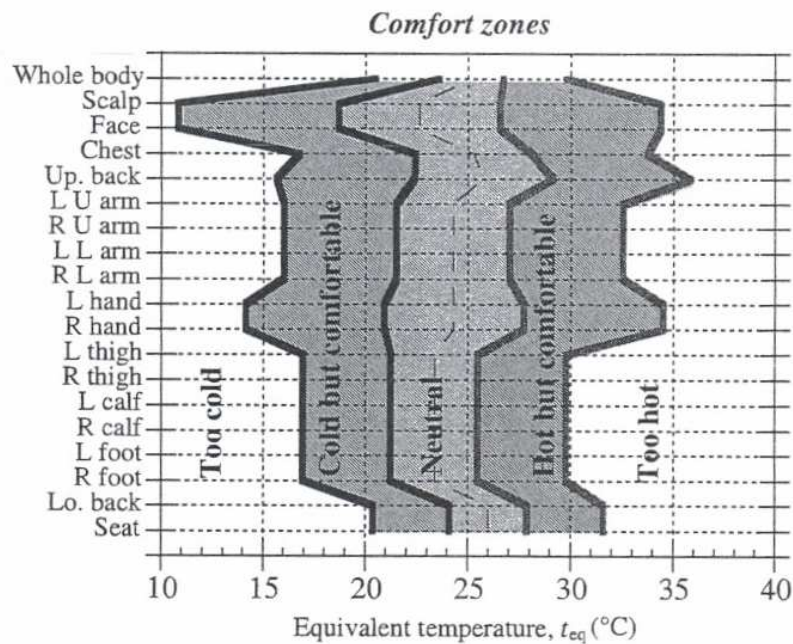


Fig: 2.1. Mapeado de temperaturas dependiendo de la región corporal y de la zona de conformidad térmica. (Fuente: H.O. Nilsson, 2007 [6])

2.4 La temperatura de la piel (t_{sk})

Es la temperatura a la cual se encuentra cualquier parte del cuerpo humano o todo él, en un instante determinado.

2.5 M.T.V. (Mean Thermal Vote)

Para verificar resultados realizados con maniqués, o tener valores de referencia en los ensayos se utilizan los M.T.V. Estos no dejan de ser medias aritméticas de las sensaciones térmicas recogidas de un conjunto de sujetos que se sometieron en su día a todo tipo de condiciones climáticas. Se discretizaron valores dependiendo de la región del cuerpo, ya fueran rodillas, brazos, como para todo el cuerpo;

For each set of climatic conditions a Mean Thermal Vote (MTV) was calculated as the arithmetic means of the individual votes (Nilsson et al., 1997). Mean Thermal

Thermal vote	Interpretation
+3	Much too hot
+2	Too hot
+1	Hot but comfortable
0	Neutral
-1	Cold but comfortable
-2	Too cold
-3	Much too cold

Fig. 3 MTV-scale for rating of thermal sensation

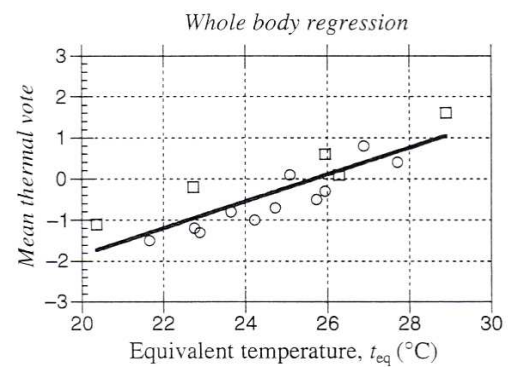


Fig. 4 Regression of mean thermal vote on equivalent temperature for the whole body squares = AIMAN2, circles = AIMAN1, line = regression AIMAN1 and 2

Fig: 2.2 A la izquierda. valor del M.T.V. para cada sensación térmica. A la derecha. Regresión lineal de sobre unos valores de M.T.V. dada una temperatura equivalente. (Fuente: C. Walgama, 2006 [2])

Como ya hemos dicho, más tarde se paso de utilizar gráficos con límites definidos por valores de t_{eq} , a utilizar rangos de satisfacción, es decir, con valores de MTV. Indicando que porcentaje de sujetos que están conformes con dicha temperatura equivalente t_{eq} .

En su día se hizo una regresión lineal entre los valores de MTV con los valores de temperatura equivalente, mediante un par de maniqués y donde se comprobó que cerca de la zona termo-neutral ($t_r = t_a$) la relación entre la sensación térmica y las condiciones climáticas son lineales.

2.6 Caudal de aire entrante en el habitáculo

Es la magnitud del volumen de aire introducido en el habitáculo por unidad de tiempo. Este podría ser de suma importancia en el momento de evaluar algún tipo de ganancia calorífica por parte de los ocupantes.

2.7 Velocidad relativa del flujo del aire

La velocidad con la que incide el flujo de aire al habitáculo, también tendrá influencia en parámetros como la temperatura de la piel t_{sk} .

2.8 Índice de indumento (CLO)

Este índice sirve para valorar el aislamiento que el indumento (la ropa o vestimenta más otros accesorios, como zapatos o sombreros) que las personas se ponen frente a las inclemencias del ambiente al cual están expuestos.

Su unidad de medida es el CLO y se determina entre cero (0) CLO, que es la falta total de aislamiento, es decir, la desnudez y un uno (1) CLO que es el indumento normal de un varón (cuando se definió), es decir traje con chaqueta de algodón, camisa de algodón, ropa interior normal, también de algodón, calcetines y zapatos. Una indumentaria muy abrigada para un varón occidental (con ropa de lana, sombrero, abrigo, bufanda, etc.) tiene un valor entre 3 y 4 CLO.

Este índice sirve para valorar el influjo de la indumentaria sobre las necesidades térmicas del cuerpo humano ante las temperaturas ambientales. Obviamente, cuanto más abrigada sea la indumentaria, se requiere menor temperatura para la comodidad.

Hemos de decir que para este estudio prescindiremos de dicho parámetro (cosa que no quiere decir que se desprecie su suma importancia en la evaluación de la sensación térmica

2.9 Material utilizado en las vidrieras

Cada tipología de material cristalino lleva consigo unas características tanto de absorción como de transmisión que lo definen. Estas se ven afectadas dependiendo de la intensidad de radiación que las esté atravesando en cada momento.

La luna delantera de un automóvil, en situaciones de día soleado, esta sometido constantemente a una cierta intensidad de radiación. A continuación se muestran algunos detalles de calidades de absorción y reflexión de algunos cristales;

2.10 Transmisividad, absorvidad y reflexividad

Cuando hablamos de la relación o interacción de la radiación electromagnética con un cuerpo, nos vemos obligados a definir estos tres parámetros:

Transmisividad (τ), reflexibilidad (ρ) y absorvidad (α)

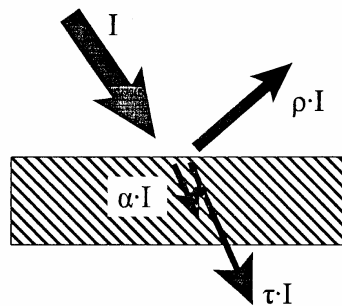


Fig: 2.3. Incidencia de un rayo solar sobre una superficie. (Fuente: Corretger J.M., 2007 [3])

$$\text{Donde: } I = \alpha I + \rho I + \tau I$$

$$1 = \alpha + \rho + \tau$$

Esta ecuación variará en función de la superficie en cuestión, por ejemplo, si dicha superficie es opaca la transmisibilidad (τ) será cero, quedando la ecuación anterior;

$$1 = \alpha + \rho$$

Por otro lado, si es negra la reflexibilidad (ρ) será cero, quedando la ecuación;

$$1 = \alpha + \tau$$

Aquel cuerpo ideal que absorbe toda la radiación electromagnética que incide sobre el se denomina cuerpo negro.

- Un cuerpo negro emite toda la radiación que incide sobre el. Se dice que es un emisor perfecto.

2.11 Coeficiente de emisividad (ϵ)

La emisividad (ϵ) es la propiedad de un cuerpo determinado de irradiar calor en todas las direcciones del espacio, propio de los cuerpos grises. Estos cuerpos son aquellos que difieren de los negros siempre en cantidad inferior a la correspondiente al cuerpo negro.

Es decir para un cuerpo negro el valor $\epsilon = 1 = \alpha$.

Este coeficiente se utiliza matemáticamente para obtener la potencia radiante que emana de dicho cuerpo.

2.12 Temperatura media corporal

Los seres humanos por naturaleza somos homeotérmicos, es decir necesitamos mecanismos para mantener siempre una temperatura media de 36 grados Celsius, e aquí porqué la temperatura ambiental ha de situarse entre los valores de 21 grados Celsius, que es la necesaria para que todo nuestro metabolismo, o reacciones bioquímicas de nuestro cuerpo, funcionen correctamente.

Así pues si suponemos un incremento de temperatura exterior, se activarán los mecanismos que se requieran para disminuir nuestra temperatura corporal hasta llegar a los 36 grados, a este proceso vulgarmente se le llama sudar.

En cambio si la temperatura disminuye el hipotálamo reacciona de forma que nos hace temblar, todo se basa en un equilibrio.

A continuación mostramos la temperatura media de cada sub-parte corporal;

PARTE CORPORAL	TEMPERATURA (°C)
Coronilla	23,0
Cara	24,9
Pecho	25,1
Espalda superior	23,9
Espalda inferior	26,5
Brazo izquierdo superior	23,5
Brazo derecho superior	24,6
Brazo izquierdo inferior	23,9
Brazo derecho inferior	23,6
Mano izquierda	24,0
Mano derecha	23,6
Muslo izquierdo	25,0
Muslo derecho	26,0
Gemelo izquierdo	23,9
Gemelo derecho	23,9
Pie derecho	24,0
Pie izquierdo	24,0

Tabla 2. Valor de la temperatura media corporal. (Fuente: C. Walgama, 2006 [2])

3. FACTORES EXTERNOS EN EL ACONDICIONAMIENTO DE UN HABITÁCULO

3.1 La temperatura media de radiación (t_r)

Es la consecuente de la radiación térmica des del exterior al interior del habitáculo, debida a la incidencia de la radiación solar sobre cualquier superficie externa del habitáculo. Esta, dependiendo del tipo de aislamiento y de la tipología de vidriera utilizada repercutirá más o menos en la temperatura interior del habitáculo. (Corretger J.M., 2004 [3])

3.2 Altura solar (α)

Es el ángulo formado por la recta que nos une el sol con el punto a estudiar (rayo incidente), el plano horizontal que pasa por este punto.

Los valores de referencia son; $\alpha = 0^\circ$ en el alba, y 90° para el ocaso.

3.3 Azimut solar (γ)

Es el ángulo formado por la proyección del rayo incidente sobre un plano horizontal y la recta que señala la dirección Sud. Los valores de referencia son; $\gamma = 0$ al mediodía. Valor positivo por la mañana y negativo por la tarde.

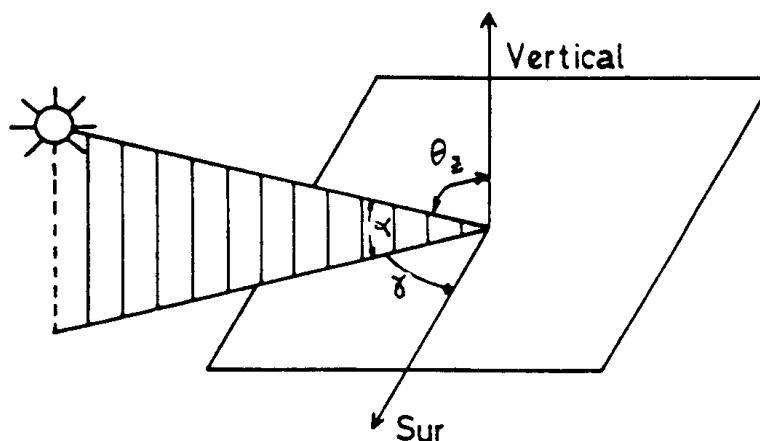


Fig: 3 Posicionamiento espacial de referencia del ángulo azimut. (Fuente: Corretger J.M., 2004 [3])

3.4 Ángulo Cenital (θ_z)

Es el ángulo formado por el ángulo incidente y la vertical al plano horizontal. Es el ángulo complementario de la altura solar. (Ver figura 3)

3.5 Radiación directa y difusa

La radiación directa, tal y como la lógica nos indica es la que proviene directamente del sol, antes de adentrarse en la atmósfera terrestre, es decir, sin haber sufrido ningún tipo de variación en sus propiedades.

La difusa es el resultado del paso de la directa por la atmósfera terrestre, la cual difumina o desvía los rayos solares. Este desvío se produce por el choque directo con ciertas moléculas y partículas contenidas en el aire, por este motivo, los rayos no tienen una dirección directa.

4. INTERPRETACIÓN CLIMÁTICA DE PASAJEROS VIRTUALES EN UN HABITÁCULO DE UN AUTOMÓVIL.

Introducción

Para el desarrollo en el estudio de la climatización en habitáculos hace falta conocer el comportamiento dinámico del fluido dentro del volumen cerrado, con el fin de encontrar mejoras en la distribución de dicho fluido que rodea a los ocupantes y de esta manera actuar en su sensación térmica final.

En este sentido tal y como mencionamos en la introducción se puede estudiar de forma experimental mediante la utilización de maniqués sometiéndolos a diferentes variables climáticas y derivando así una temperatura equivalente a la que tendría un ser humano en las mismas condiciones. Pero dichas condiciones en un ambiente tan variable como en el caso que nos ocupa son difíciles de predecir a lo largo del tiempo, al igual que la puesta a punto de los maniqués con la implantación de un termistor para cada zona corporal, así como rebajar la temperatura de estos hasta una zona térmica neutral de referencia antes de empezar con el estudio. Así que como vemos el paso que se planteó dar con las simulaciones CFD (Computer Fluid Dynamics), fue verdaderamente un avance tecnológico, y una ganancia de tiempo.

Los *dummys* virtuales estudiados son los siguientes: conductor, copiloto, acompañante 1 y acompañante 2. Que corresponden a *Dummy 1*, *Dummy 2*, *Dummy 3* y *Dummy 4* respectivamente en su uso en las simulaciones.

Conductor (Dummy1)



Fig: 4. Representación de *Dummy 1* en posición de conducción. (Fuente: Diseño de mallado en STAR CCM 2.10.013, fichero .msh.)

Copiloto (Dummy2)



Fig: 4.1. Representación de *Dummy 2* en posición de reposo.

Acompañante 1 (Dummy3)



Fig: 4.2. Representación de *Dummy 3* en posición de reposo.

Acompañante 2 (Dummy 4)



Fig: 4.3. Representación de *Dummy 4* en posición de reposo.

Conceptos básicos, el flujo de calor.

La actividad de cualquier animal, viene definida por su estado metabólico. Es decir la rapidez en la que el organismo responde ante las circunstancias que lo rodean. Situémonos en dos casos sencillos, en un partido de fútbol y en el cine, es obvio que el comportamiento de nuestro cuerpo será diferente, en el primero disiparemos más energía que en el segundo. Esta manifestación la hace patente la presencia de unas glándulas sudoríparas que segregarán más o menos dependiendo de este ritmo metabólico. Su función no es más que la de evacuar energía de nuestro cuerpo, como un refrigerante, dicha energía se desprende de nuestras zonas corporales para pasar al medio que nos rodea. De una manera o otra es el *calor latente* que generamos por el simple hecho de ingerir energía del exterior y que luego en el mismo la consumimos, generando así un flujo de calor latente, cuantificado generalmente en W / m^2 .

Dependiendo de la zona corporal tendremos más o menos flujo desprendido, ya que nuestro sistema sanguíneo no está distribuido de forma homogénea a lo largo de nuestro cuerpo.

Hemos dividido pues los *dummys* en diferentes sectores emulando esas zonas corporales, para ello hemos sectorizado la malla en dichas zonas, veamos antes el proceso seguido;

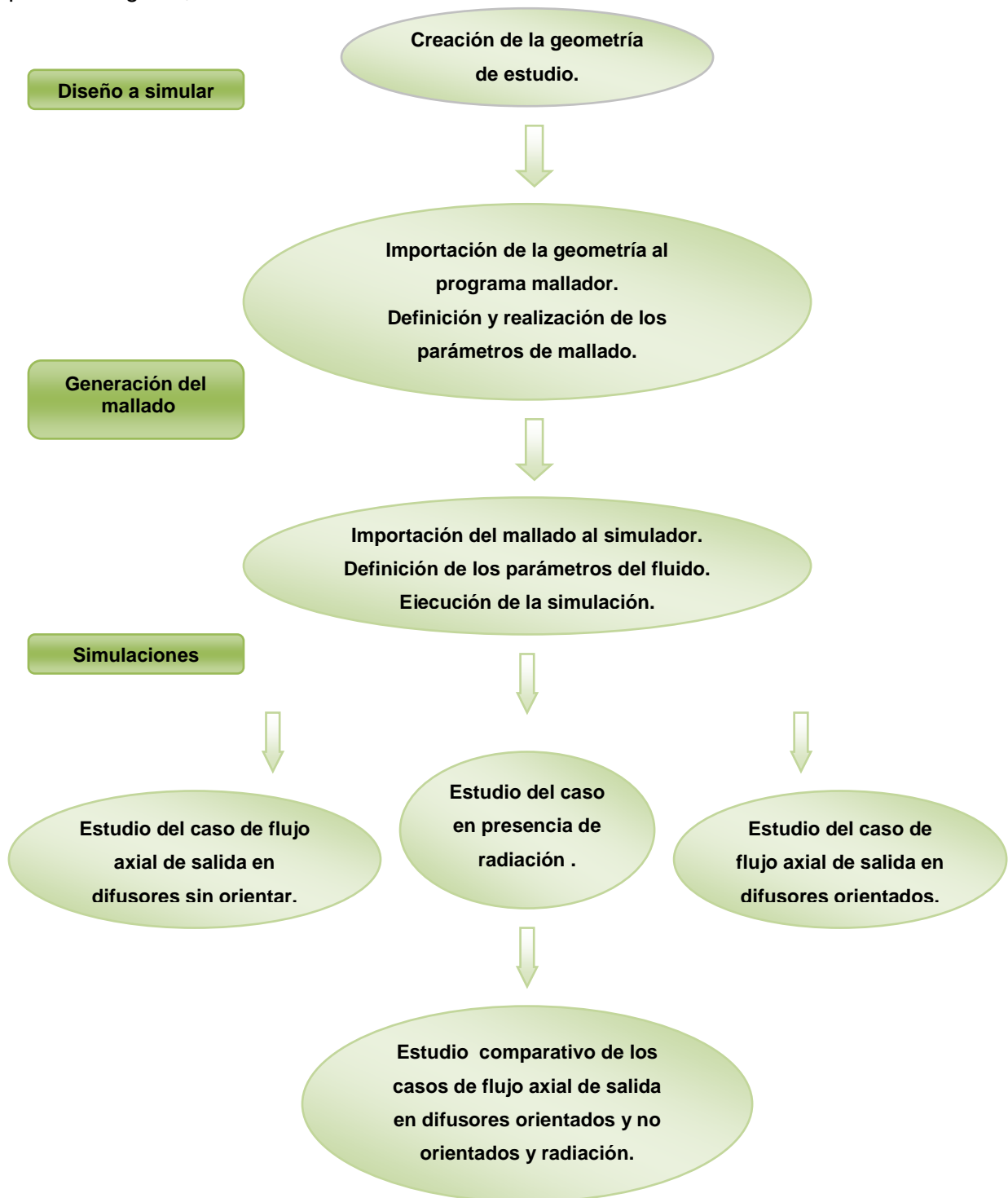


Fig: 4.4. Esquema del proceso seguido.

4.1. Geometrías de estudio

Introducción

Para este estudio hemos necesitado modelar las geometrías de los cuatro ocupantes y el habitáculo de un vehículo estandar. Las herramientas de diseño informático han sido Rhinoceros 4.0 y Poser 6.0 de Curious Labs.

El diseño del habitáculo se ha ceñido en el modelado del volumen del mismo, tomando como referencia un turismo Seat León y en la generación de tres asientos; dos delanteros y uno trasero, así como el posicionamiento de seis difusores de entrada y una salida y el de cuatro lunetas de cristal laterales, una frontal y otra trasera. Se ha prescindido de detalles embellecedores como el caso de espejos retrovisores o cualquier otro elemento que se han considerado innecesarios para este estudio básico.

Inicialmente la generación de los *dummys* pasó por una búsqueda de medidas estandar del cuerpo humano, medidas del tórax, pecho, cabeza...más tarde se pasó a utilizar el programa de diseño Poser 6.0, el cual poseía una gran librería de modelos *dummys* con diferentes poses.

A continuación se mencionan los rasgos principales de la generación de geometrías;

Habitáculo

A partir de una planta y un alzado de un catálogo comercial de un vehículo Seat León y el Rhinoceros hemos conformado lo que sería a escala 1: 1 nuestro habitáculo de estudio.

Estos son los puntos seguidos:

- *Insertión de las vistas al programa Rhinoceros 4.0*

Mediante la función *BITMAP DE FONDO* en el menú desplegable *INSERTAR* se ha realizado la colocación de las vistas en el espacio de trabajo del Rhinoceros.

- *Generación de una curva cerrada*

Situándonos encima del *BITMAP* insertado, y concretamente en la imagen de alzado realizaremos mediante la función *LINEA* el contorno que delimitaría el habitáculo y el de las lunetas laterales.

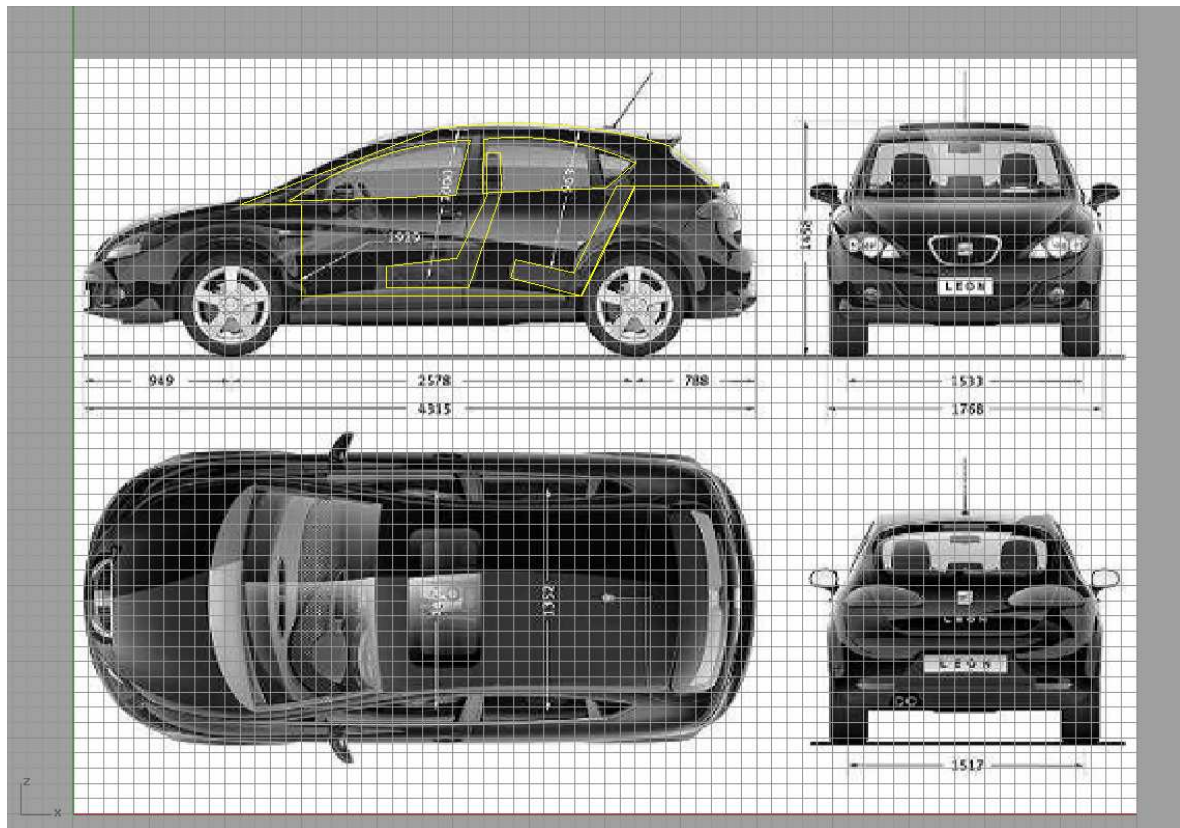


Fig.4.5. Generación del volumen del habitáculo a partir de la función *BITMAP DE FONDO*. (Fuente: www.mundoautomotor.com [14])

- *Generación del volumen del habitáculo a partir del perfil.*

Mediante la función *ESTRUIR MEDIANTE CURBA* en el menú *DIBUJO* se consigue generar la tercera dimensión del perfil realizado.

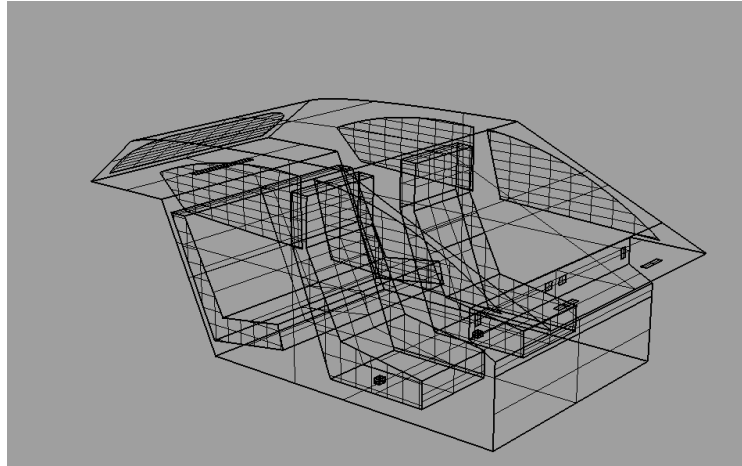


Fig: 4.6. Generación del habitáculo en su tercera dimensión. (Fuente: Rhinoceros v.4, 2008).

- *Escalado del habitáculo.*

Utilizando el comando *ESCALADO* del menú *DIBUJO* escogemos el punto de mínima dimensión y máxima del perfil generado, ahora cara, y seleccionamos en el espacio Rhino el siguiente máximo para definir la escala final 1:1.

Las características geométricas del habitáculo són:

HABITÁCULO	Área (m ²)
Luna delantera	1,6
Luna lateral derecha	0,3
Luna lateral izquierda	0,3
Luna posterior	0,5
Asiento conductor	2,3
Asiento copiloto	2,3
Asiento trasero	4,3
Luna lateral derecha trasera.	0,4
Luna lateral izquierda trasera.	0,4
Difusor Luna delantera derecha	0,006
Difusor Luna delantera izquierda	0,006
Difusor salpicadero extremo derecho	0,003
Difusor salpicadero zona central derecha	0,003
Difusor salpicadero central izquierdo	0,003
Difusor salpicadero extremo izquierdo	0,003
Difusor de suelo derecho	0,001
Difusor de suelo izquierdo	0,001
Salida	0,03

Tabla: 4. Área de cada zona del habitáculo en metros cuadrados.

- Anchura máxima: **2 metros**
- Longitud máxima: **3, 5 metros**
- Altura máxima: **1,3 metros.**
- *Posicionamiento de difusores y dimensionado de la salida de aire:*

Como se ha podido comprobar se ha supuesto la presencia de una salida de sección rectangular y de un total de ocho difusores de sección rectangular, divididos en:

- Dos difusores en la parte superior del salpicadero, encarados a la luna delantera.
- Dos difusores en los extremos del salpicadero.
- Dos difusores en la zona central del salpicadero.
- Dos difusores situados en la parte inferior de los asientos de conductor y copiloto respectivamente.

Características geométricas:

Difusor	Área (m ²) / ud
Difusor luna delantera	0.006
Difusor extremo salpicadero	0.003
Difusor central salpicadero	0.003
Difusor de suelo	0.001

Tabla: 4.1. Área en metros cuadrados de los difusores de entrada de aire refrigerado. Se ha hecho referencia a un solo difusor de cada pareja ya que la restante es idéntica.

El área total de estos difusores se sitúa en unos **0.0268** metros cuadrados.

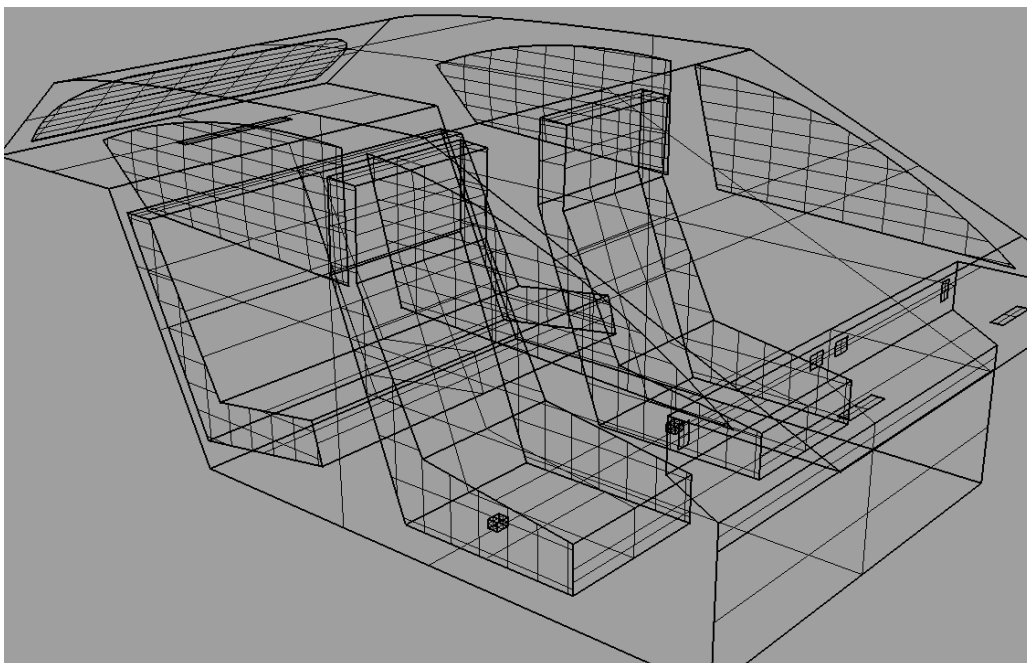


Fig: 4.7. Disposición de los diferentes difusores en el espacio del habitáculo. (Fuente: Rhinoceros v.4.2008).

Las sobrepresiones generadas en un habitáculo aclimatado mediante flujo de entrada, generalmente son provocadas por una diferencia entre el flujo entrante y el de salida, haciendo que una gran porción de aire quede estancado dentro del habitáculo.

Esta situación puede provocar una situación de disconformidad en los ocupantes, dando lugar a mareos o dolores de cabeza.

Para evitar esta diferencia hemos impuesto la misma área de entrada que de salida. De esta manera la suma de todos los difusores de entrada nos da la utilizada en la salida, los anteriores 0.0268 m². Que suponiendo una anchura de sección de 0.05 m, tenemos una altura de sección rectangular de 0.5 m.

Como se puede observar en la figura 4.7 situamos la salida en la parte superior del capó.

Generación de dummies

El programa Poser 6.0, es un software dedicado al diseño de vestuario, y escenarios en vistas a la maquetación.

En él podemos encontrar una amplia gama de sujetos en formato humano o *dummy*, a partir de aquí la interacción del usuario con las posturas, vestimenta, morfología corporal, etc... de estos modelos virtuales es amplia, desde configuradas por defecto, a poderlas definir.

Como en el caso del habitáculo se ha escogido un formato de *dummy* simplificado en posición de conducción, formado por un tronco, cuatro extremidades y una cabeza, prescindiendo de detalles como cabello, vestimenta o morfología específica. Para ello hemos escogido el modelo que nos ofrecía Poser 6.0 representado en la figura.

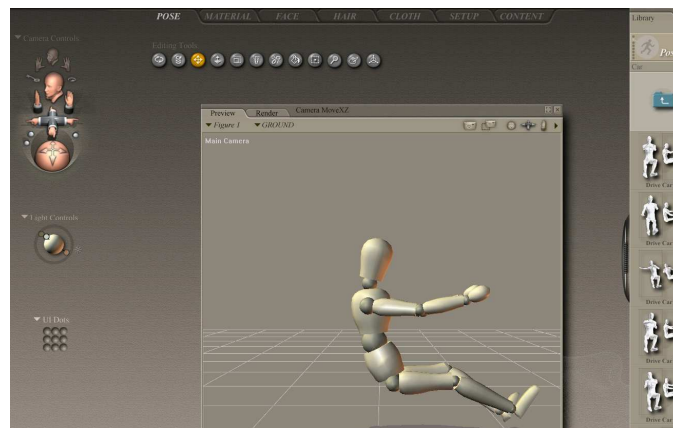


Fig.4.8. Entorno de Poser 6.0, con el *Dummy* en posición de conducción. (Fuente: POSER V.6, 2008).

-Exportación de Poser V.6.0 a Rhinoceros V.4.0

Para tratar la geometría nos servimos de la extensión VRML también compatible con Rhinoceros 4.0. Hay que decir que se intentó realizar el paso directo al mallador GAMBIT de Fluent Inc. y más tarde al de procesamiento STAR-CCM 2.10.013, pero ninguno de los dos reconocía la extensión de transferencia de Poser así que se optó por tratarlo en Rhinoceros.

El cuerpo se exporta a Rhinoceros como una única entidad, de aquí que no podamos hacer ninguna modificación sobre dicha malla.

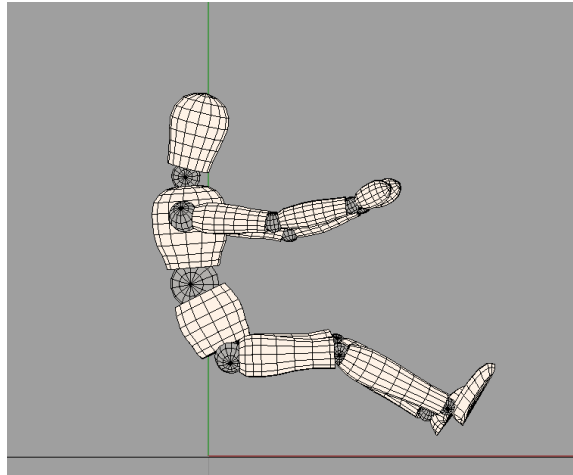


Fig. 4.9. *Dummy* exportado del programa Poser a Rhinoceros en formato malla renderizada. (Fuente: Rhinoceros v.4, 2008).

Se opta por tomar de referencia el cuerpo insertado y a partir de este generar uno nuevo haciendo servir comandos simples de revolución de curvas de perfil.

Al igual que en el habitáculo se resigue el perfil de cada extremidad y zona del *dummy*, mediante la opción *LINEA* del menú *DIBUJO*.

Seguidamente se revoluciona dicha línea mediante el comando *REVOLUCIONAR* del menú *SUPERFICIE*. Este proceso se repite hasta completar todo el cuerpo . El resultado es el siguiente;

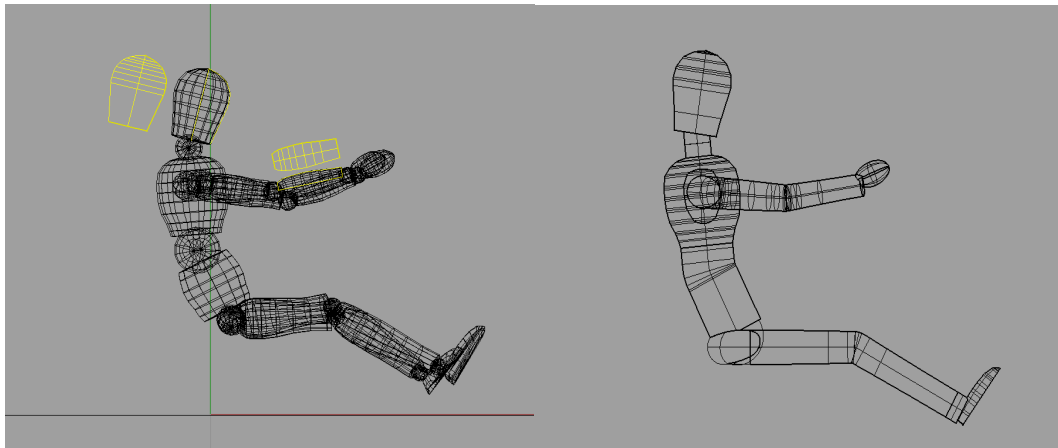


Fig. 4.10. Obtención de *Dummy 1* a partir de comandos de revolución del Rhinoceros. (Fuente: Geometría generada en Rhinoceros v.4, fichero dtm)

Generación del copiloto y los dos acompañantes

Tomando de referencia el *dummy* conductor para el resto de ocupantes simplemente giraremos los brazos de este de forma que toquen la pantorrilla. Se ha optado por esta posición ya que es la más común y la que interfiere menos con el flujo de entrada excluyendo así la presencia de un reposa-brazos.

Seleccionando las extremidades y mediante la función *GIRO* del menú *TRANSFORMAR* podremos completar la posición final. Hemos optado también de aplicar un pequeño factor de escala para el copiloto, de manera que este es más grande que el conductor un 13%, puede comprobarse en la tabla 4.2.

Para la creación de los dos acompañantes se ha optado por hacer dos replicas del copiloto, simplificando así el tiempo de modelado y facilitando el posterior mallado.

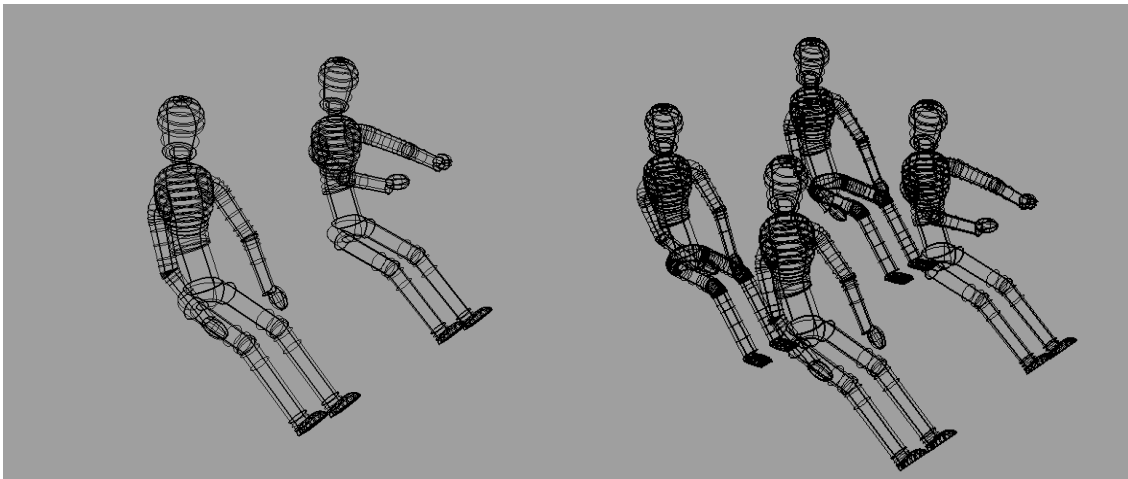


Fig. 4.11. Creación de los *dummy*s 3 y 4. (Fuente: Geometría propia generada en Rhinoceros v.4, fichero dtm)

Las características geométricas son;

DESCRIPCIÓN	ZONA DUMMY	AREA (m ²)
Zona Abdominal <i>Dummy</i> 1	abd1	0,164
Zona Abdominal <i>Dummy</i> 2	abd2	0,189
Zona Abdominal <i>Dummy</i> 3	abd3	0,189
Zona Abdominal <i>Dummy</i> 4	abd4	0,189
Brazo derecho de <i>Dummy</i> 1	bras1d	0,149
Brazo izquierdo de <i>Dummy</i> 1	bras1e	0,149
Brazo derecho de <i>Dummy</i> 2	bras2d	0,171
Brazo izquierdo de <i>Dummy</i> 2	bras2e	0,171
Brazo derecho de <i>Dummy</i> 3	bras3d	0,171
Brazo izquierdo de <i>Dummy</i> 3	bras3e	0,171
Brazo derecho de <i>Dummy</i> 4	bras4d	0,171
Brazo izquierdo de <i>Dummy</i> 4	bras4e	0,171
Pierna derecha de <i>Dummy</i> 1	cam1d	0,216
Pierna izquierda de <i>Dummy</i> 1	cam1e	0,216
Pierna derecha de <i>Dummy</i> 2	cam2d	0,250
Pierna izquierda de <i>Dummy</i> 2	cam2e	0,250
Pierna derecha de <i>Dummy</i> 3	cam3d	0,250
Pierna izquierda de <i>Dummy</i> 3	cam3e	0,250
Pierna derecha de <i>Dummy</i> 4	cam4d	0,250
Pierna izquierda de <i>Dummy</i> 4	cam4e	0,250
Cabeza de <i>Dummy</i> 1	cap1	0,160
Cabeza de <i>Dummy</i> 2	cap2	0,188
Cabeza de <i>Dummy</i> 3	cap3	0,188
Cabeza de <i>Dummy</i> 4	cap4	0,188
Mano derecha de <i>Dummy</i> 1	ma1d	0,022
Mano izquierda de <i>Dummy</i> 1	ma1e	0,022
Mano derecha de <i>Dummy</i> 2	ma2d	0,025
Mano izquierda de <i>Dummy</i> 2	ma2e	0,025
Mano derecha de <i>Dummy</i> 3	ma3d	0,025
Mano izquierda de <i>Dummy</i> 3	ma3e	0,025
Mano derecha de <i>Dummy</i> 4	ma4d	0,025
Mano izquierda de <i>Dummy</i> 4	ma4e	0,025
Zona pectoral de <i>Dummy</i> 1	pect1	0,220
Zona pectoral de <i>Dummy</i> 2	pect2	0,253
Zona pectoral de <i>Dummy</i> 3	pect3	0,253
Zona pectoral de <i>Dummy</i> 4	pect4	0,253
Pie derecho de <i>Dummy</i> 1	peu1d	0,033
Pie izquierdo de <i>Dummy</i> 1	peu1e	0,033
Pie derecho de <i>Dummy</i> 2	peu2d	0,038
Pie izquierdo de <i>Dummy</i> 2	peu2e	0,038
Pie derecho de <i>Dummy</i> 3	peu3d	0,029
Pie izquierdo de <i>Dummy</i> 3	peu3e	0,029
Pie derecho de <i>Dummy</i> 4	peu4d	0,029
Pie izquierdo de <i>Dummy</i> 4	peu4e	0,029

Tabla: 4.2. Descripción de cada zona corporal de los ocupantes así como su valor en área.

4.2. Ejecución de la malla

Antes de pasar al nivel de la simulación hemos de crear una malla adecuada. Su elaboración no está relacionada directamente con el nivel de sensibilidad al confort climático pero si que tiene influencia con los resultados posteriores a la simulación numérica. Por tanto aquel paso previo del modelado de geometría tendrá que ser lo suficientemente afín a los programas de preproceso y post-proceso, con el objetivo de no generar problemas en la simulación. A continuación comentaremos las propiedades más importantes del preproceso.

- *Importación de la geometría al programa GAMBIT, y realización de operaciones booleanas; unión y substracción*

Cumplido el proceso de modelado de las geometrías de estudio ahora realizaremos el paso que nos lleva al preproceso. Para ello hemos decidido importar por separado cada una de las partes creadas; zona abdominal, pectoral... en formato STEP. Más tarde se realizará la unión *booleana* para obtener una única entidad del *dummy*, este proceso se realizará tanto para los casos de un *dummy*, dos, tres y cuatro, hasta llegar a completar cuatro archivos diferentes para el posterior mallado.

Esta unión se ha realizado en el propio programa GAMBIT, con el objetivo de evitar posibles errores generados por una mala interpretación de este último de las mismas operaciones realizadas en otros programas externos a él. Para ello nos hemos asegurado en el Rhinoceros de dejar un sobrante entre las dos superficies a unir, *dummies* y asientos, por lo contrario GAMBIT no realizaría la unión sin este sobrante.

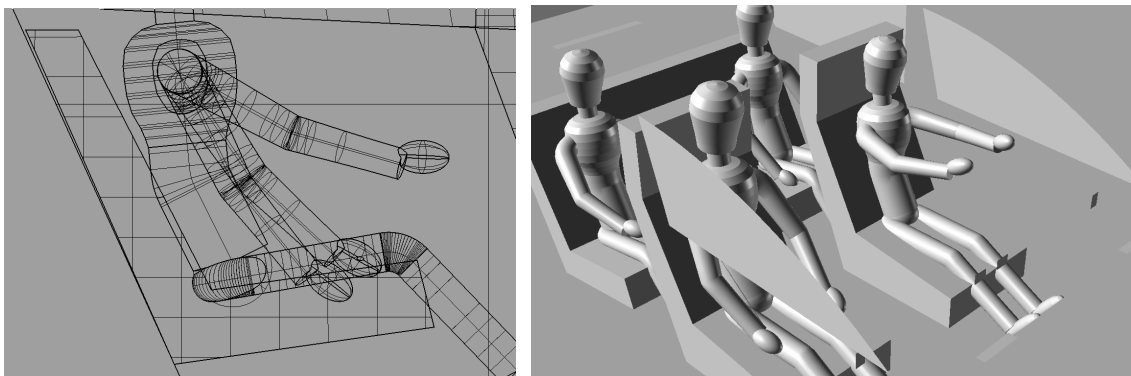


Fig. 4.12. Metodología para la unión booleana. (Fuente: Geometría propia generada en Rhinoceros v.4., archivo dtm)

Uno de los objetivos importantes de la operación de unión, a parte de crear una sola entidad como en el caso anterior, es evitar que parte del flujo de aire entrante y remanente simulado dentro del habitáculo circule por pequeños intersticios o recovecos, resultantes de dejar espacios libres entre cuerpos y superficies de contacto, un claro ejemplo sería el dado entre los asientos y los *dummys*, donde las separaciones entre espalda y respaldo así como gemelos y canto del asiento podrían generar estos problemas, para evitarlos se ha optado con que literalmente el asiento absorba al *dummy*. (Ver figura 4.12)

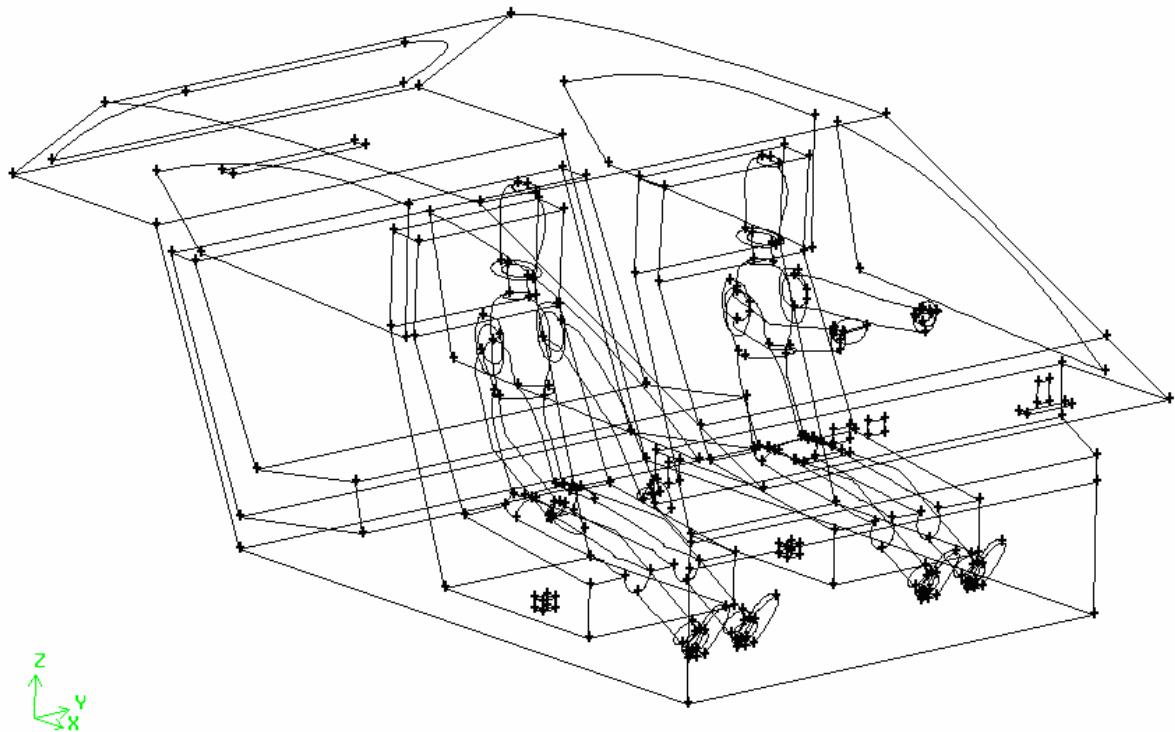


Fig. 4.13. Geometría exportada del Rhinoceros a GAMBIT, en extensión STEP para el caso de dos *dummys*.

(Fuente: geometría propia diseñada con GAMBIT, fichero .dbs)

- *Corte del volumen para el mallado de las lunetas y difusores,*

Con tal de interpretar en el mallado la falta de superficie en las zonas de las lunetas, decidimos cortarlo mediante el comando **SPLIT VOLUME**, que nos cortará la cara de la luneta seleccionada del volumen del habitáculo. (Ver figura 4.14)

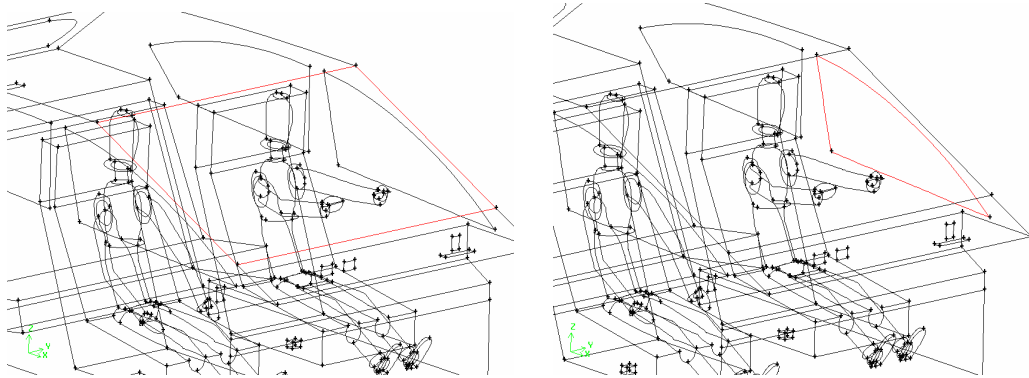


Fig. 4.14. Proceso de corte de las diferentes caras de las lunetas del volumen del habitáculo.
(Fuente: Geometría propia diseñada con GAMBIT, fichero dbs.).

Haremos lo mismo para el caso de las secciones de difusores con el fin de facilitar el acceso al habitáculo del flujo de aire de entrada.

- *Sustracción booleana,*

Una vez realizada la unión *booleana* entre las diferentes partes de los *dummys*, generando así desde uno hasta cuatro cuerpos de volumen diferenciados para cada archivo, así como la posterior unión entre estos y los asientos, resultará la siguiente relación entre volúmenes presentes y archivos estudiados. (Los archivos estudiados, son simplemente los archivos de GAMBIT que hemos generado donde tenemos presente un *dummy*, para el archivo **1 Dummy**, dos *dummys* para el archivo **2 Dummies**, y así sucesivamente hasta cuatro)

1 Dummy	Dummy conductor	3 Dummies	Dummy conductor
	Asiento conductor		Asiento conductor
	Asiento copiloto		Dummy copiloto
	Asiento trasero		Asiento copiloto
	Habitáculo		Asiento trasero
	Difusores		Dummy acompañante 1
	Salida		Habitáculo
	Lunetas		Difusores
2 Dummies	Dummy conductor	4 Dummies	Salida
	Asiento conductor		Lunetas
	Dummy copiloto		
	Asiento copiloto		Dummy conductor
	Asiento trasero		Asiento conductor
	Habitáculo		Dummy copiloto
	Difusores		Asiento copiloto
	Salida		Asiento trasero
	Lunetas		Dummy acompañante 1
			Dummy acompañante 2
			Difusores
			Salida
			Lunetas

Tabla: 4.3. Relación de volúmenes presentes en cada caso.

El siguiente paso será hacer la sustracción *booleana* de todos los *volúmenes secundarios al habitáculo*, es decir, *dummies* y asientos y realizar el negativo (sustracción *booleana*) de estos respecto el habitáculo de estudio, de esta manera conseguiremos un único volumen a mallar. Una vez esto podremos pasar a lo que se entiende ya por mallar.

- *Mallado de caras y volumen de la geometría.*

Tanto el mallado de caras como el del volumen final, han sido elaborados con elementos tetraédricos usando una función de crecimiento o *SIZE FUNCTION* en los contornos de los *dummies*, así como en las caras de contacto entre ellos y los asientos (mirar figura 4.18), de esta manera nos aseguramos que en las zonas pertenecientes a lo que sería la dermis del *dummy*, como en las zonas de unión los elementos sean más pequeños y por lo tanto la precisión sea mayor, de un modo u otro la malla en estas zonas es más fina. Las zonas de difusores y salida también se han mallado con función de crecimiento.

Para las tres situaciones estudiadas se ha tomado un tamaño mínimo de elemento tetraédrico de 10 mm, con un factor de crecimiento de valor 2, y un tamaño máximo de 30 mm. Esto viene a decir que en la proximidad del *dummy* así como en las zonas de contacto como en difusores y salida tendremos un elemento tetraedro de 10 mm y a medida que nos vamos alejando irá creciendo hasta los 30 mm. Los parámetros de malla a destacar son los siguientes:

Caso	Nº elementos	Nº nodos	Zonas de crecimiento	S.Z. (mm)
1 <i>Dummy</i>	1.203.000	180.300	Contorno <i>dummy</i> , asientos, difusores, salida	10,2,30
2 <i>Dummys</i>	1.486.886	276.036	Contorno <i>dummys</i> , asientos, difusores, salida	10,2,30
3 <i>Dummys</i>	1.741.181	331.396	Contorno <i>dummys</i> , asientos, difusores, salida	10,2,30
4 <i>Dummys</i>	1.802.528	343.338	Contorno <i>dummys</i> , asientos, difusores, salida	10,2,30

Tabla: 4.4. Distinción de cada caso estudiado por el número de elementos, nodos, y zonas de crecimiento (S.Z.; Size function)

Los pasos seguidos en el mallado han sido tres;

- 1. Mallado de las caras del volumen.
- 2. Verificación de dichas caras; una vez malladas comprobaremos que no hay elementos deficientes o puntiagudos que nos castiguen la calidad final.
- 3. Mallado final del volumen
- 4. Asignación de condiciones de contorno en GAMBIT.

Los resultados del pre-proceso para los casos de 2 *DUMMYS* , 3 *DUMMYS* y 4 *DUMMYS* son los siguientes:

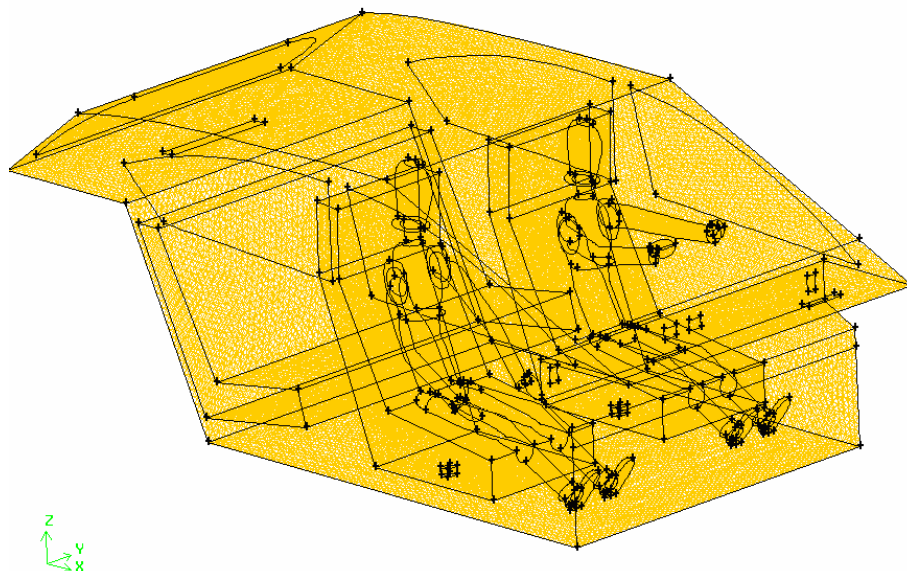


Fig: 4.15. Volumen mallado del caso 2 *Dummys* con 1.203.000 elementos tetraédricos. (Fuente: GAMBIT, fichero dbs)

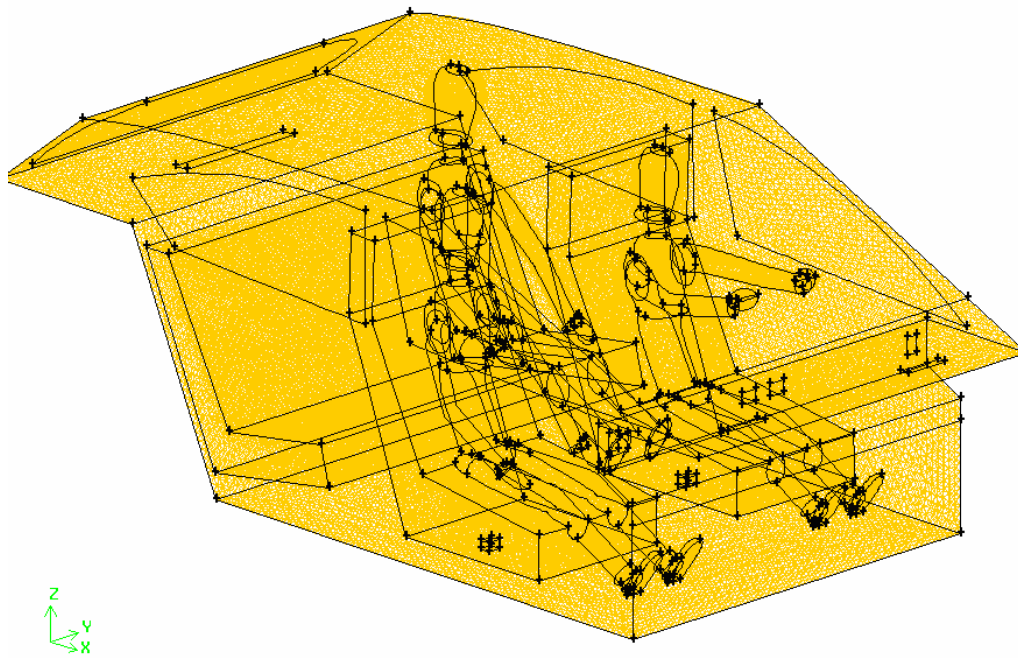


Fig: 4.16. Volumen mallado del caso 3 *Dummys* con 1.486.886 elementos tetraédricos. (Fuente: GAMBIT, fichero dbs)

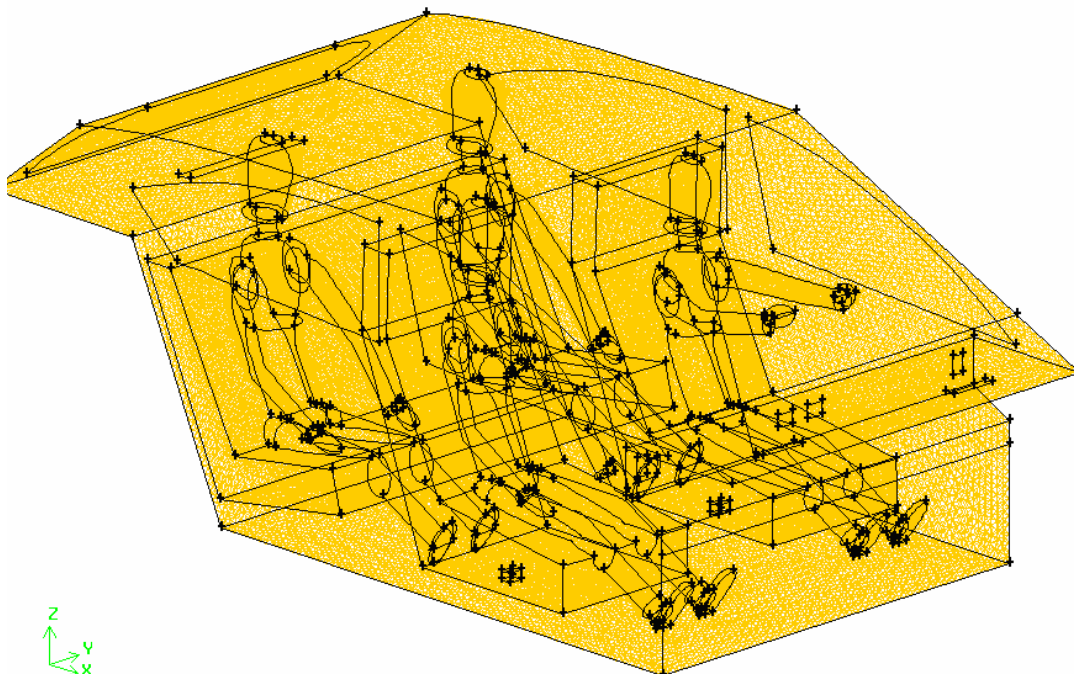


Fig: 4.17. Volumen mallado del caso 4 *Dummys* con 1.802.528 elementos tetraédricos. (Fuente: GAMBIT, fichero dbs.).

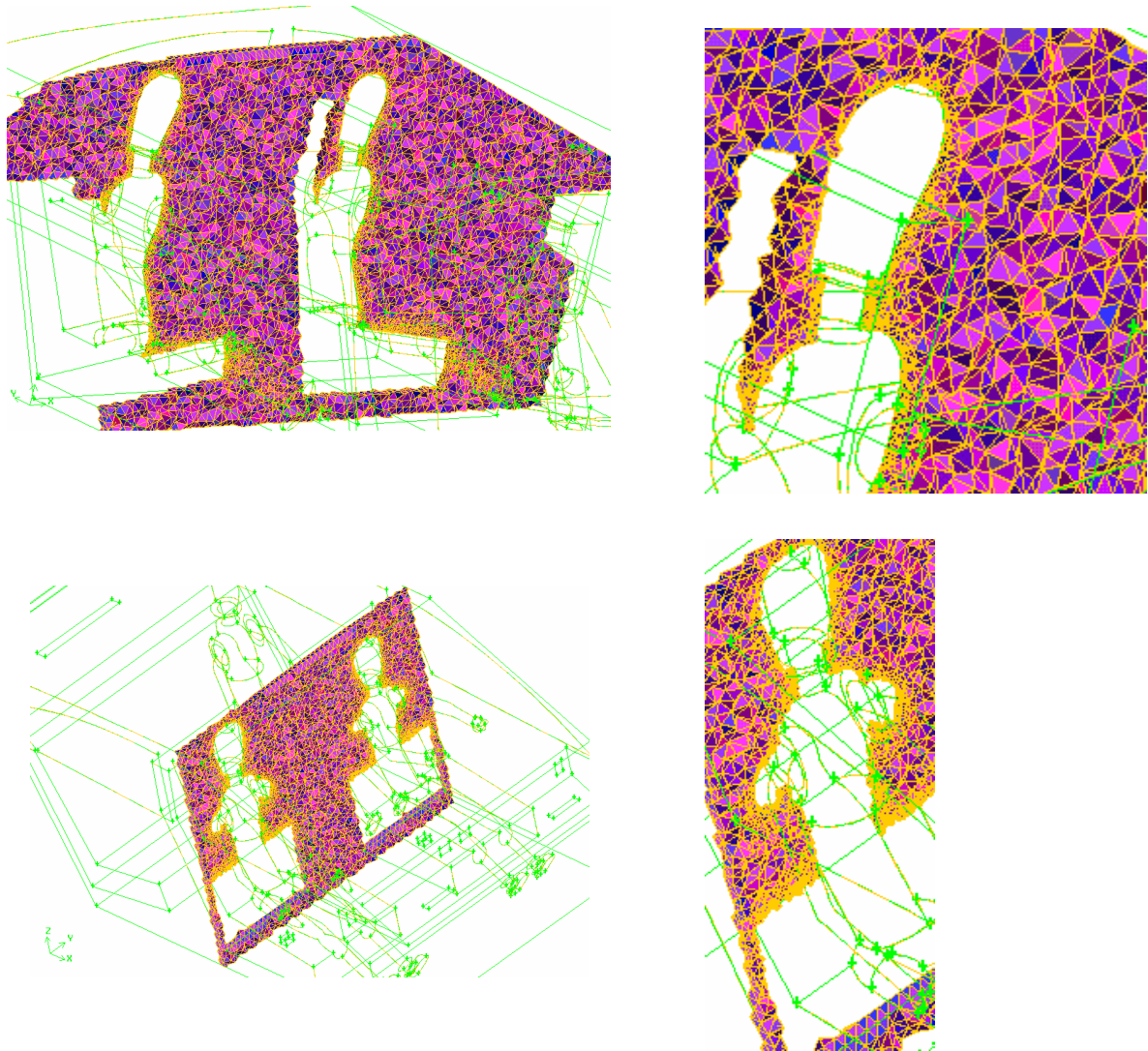


Fig. 4.18. Funciones de crecimiento para el contorno de los *dummys* y para las superficies de contacto para el caso 3 *Dummys*. En la derecha se aprecian dos secciones donde se distingue el crecimiento de los elementos tetraédricos. (Fuente: Mallado generado por GAMBIT, archivo dbs).

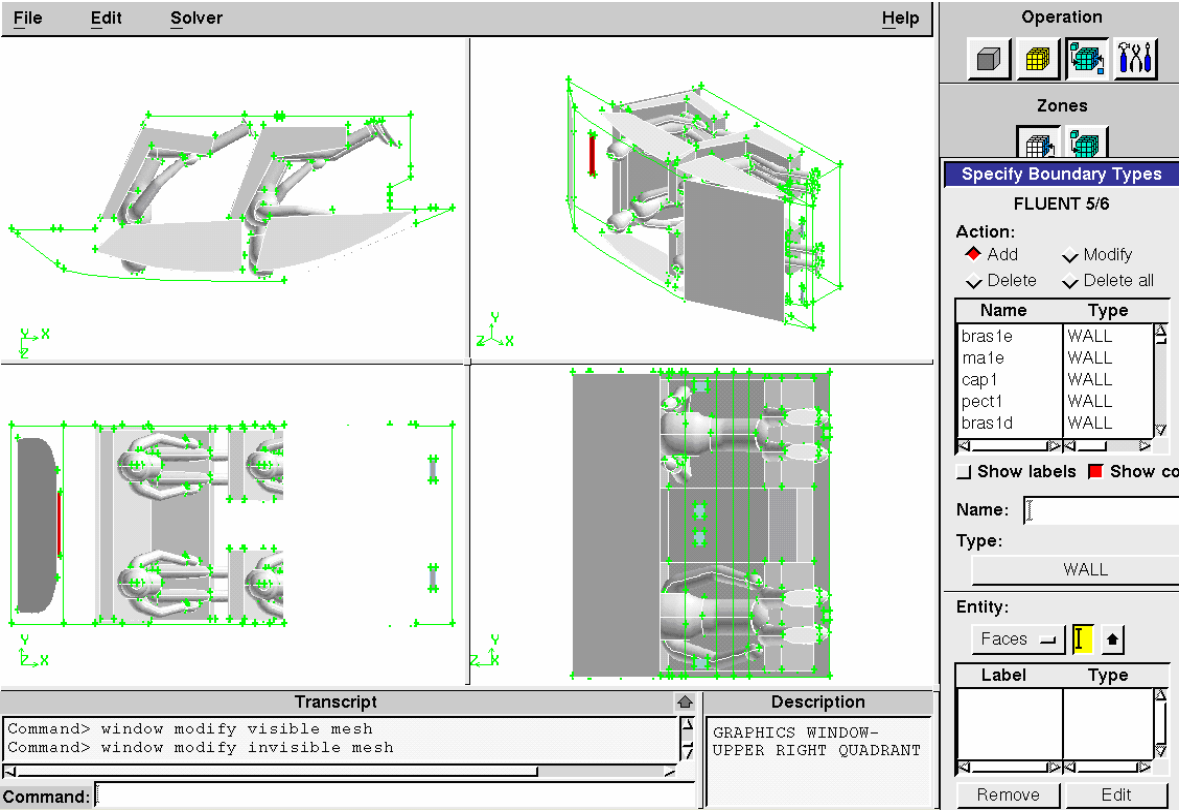


Fig: 4.19. Determinación de las condiciones de contorno para cada zona. (Fuente: GAMBIT, fichero dbs)

- Calidad del mallado resultante

Todo mallado tiene una cierta calidad respecto unos valores de referencia, en nuestro caso, tratando con GAMBIT, una calidad muy buena o fina, es aquella en que la adaptabilidad de los elementos es plena con la geometría, la cual corresponde a una calificación de **0**.

Sin embargo una calidad basta es aquella en la que los elementos son alargados y puntiagudos, impidiendo así su afinidad a la geometría en lugares que lo precisan, como por ejemplo curvas, esta calidad se sitúa en una calificación de **1**.

Así pues si la calidad de nuestro mallado se aproxima a 0, la calidad de este será más que aceptable, por lo contrario, si se aproxima a 1, es aconsejable re-mallar hasta conseguir un rango aceptable. A continuación presentamos para los cuatro casos estudiados los rangos de calidad en la que nuestra malla se ha ido moviendo.

Rango de tamaño (mm)	1 Dummy (%)	2 Dummys (%)	3 Dummys (%)	4 Dummys (%)
0 - 0,1	2,8	2,9	2,9	3,1
0,1 - 0,2	6,1	6,3	6,2	6,3
0,2 - 0,3	23,5	23,2	21,9	22,1
0,3 - 0,4	41,0	40,5	39,7	39,7
0,4 - 0,5	19,5	19,9	20,7	20,7
0,5 - 0,6	5,5	5,3	6,1	6,0
0,6 - 0,7	1,3	1,4	1,8	1,6
0,7 - 0,8	0,2	0,3	0,5	0,4
0,8 - 0,9	0,02	0,01	0,03	0,02
0,9 - 1	0	0	0	0

Tabla: 4.5. Representación de los rangos de calidad (tamaño del elemento) para cada caso estudiado, donde las columnas referentes a cada *dummy* representan la cantidad de elementos en porcentaje presentes en cada rango.

Como podemos ver en la tabla 4.5, la mayor parte de los elementos utilizados en las cuatro situaciones estudiadas (1 *Dummy*, 2 *Dummys*, 3 *Dummys* y 4 *Dummys*) se concentran en el rango que va de 0,3 a 0,4, por tanto podemos decir que la calidad es más que aceptable.

A continuación se representan dichas concentraciones dependiendo del rango de calidad, véase como sigue la distribución de campana de GAUSS.

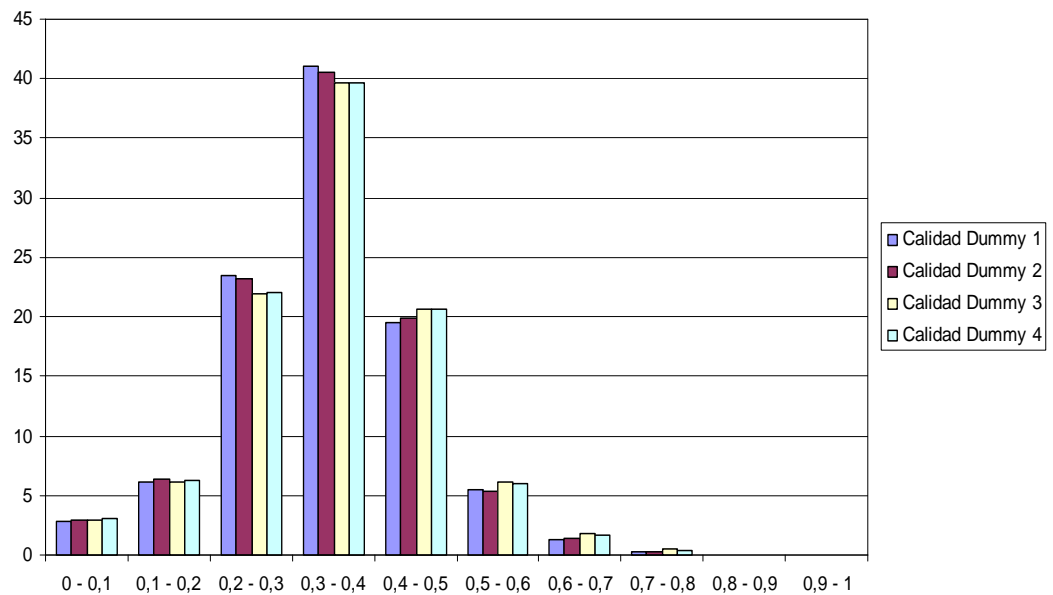


Fig: 4.20. Distribución de los elementos del mallado para cada caso dependiendo del rango de calidad. Se observa con claridad el rango predominante para cada uno de ellos.

4.3. Simulación numérica

Mallado e importado nuestro modelo pasamos ahora a la simulación numérica a través del programa STAR CCM versión 2.10.013.

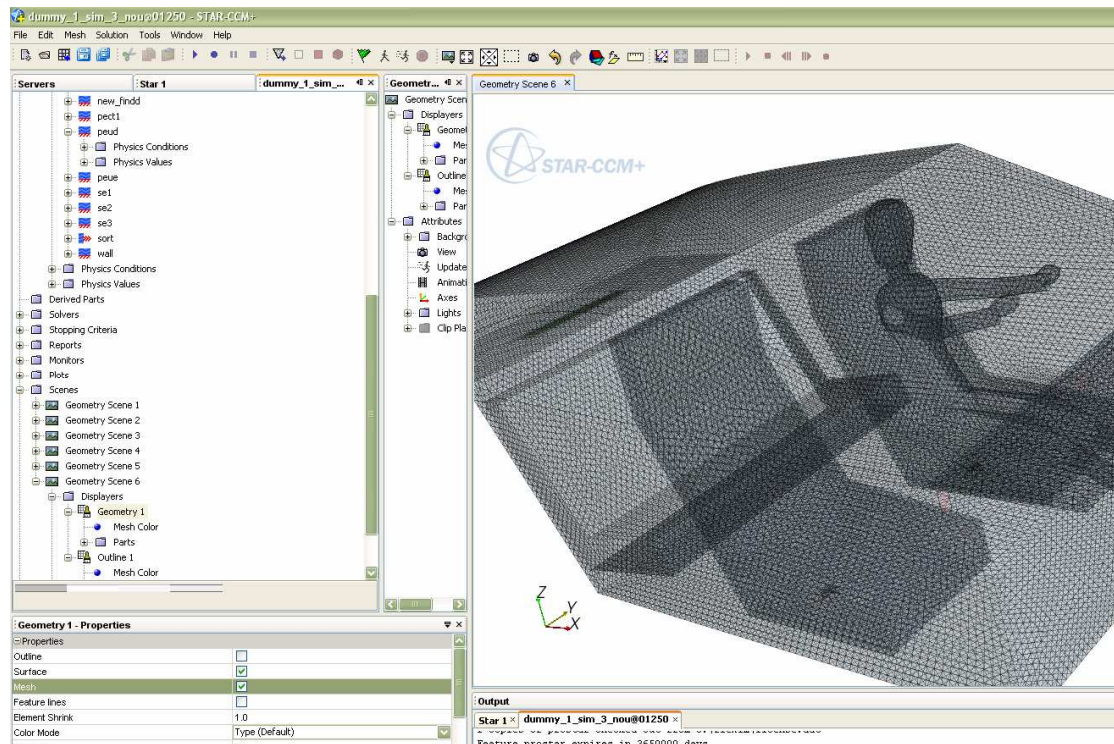


Fig: 4.21. Vista del espacio de trabajo de STAR CCM versión 2.10.013.

Destacamos que la función de esta etapa es, al igual que la del *pre-proceso*, muy importante ya que aquí definiremos el problema a estudiar, las condiciones en las que nuestros *dummies* y habitáculo se verán rodeados y donde se extraerán los posteriores resultados.

La simulación consiste en el análisis de la interpretación de la sensación térmica de los *dummies* rodeados del volumen de aire del habitáculo creado, el cual perturbaremos con parámetros de velocidad, dirección y temperatura de entrada mediante los difusores.

Estudiaremos un primer caso en que dicho flujo de entrada será perpendicular a la sección de salida de los ocho difusores en cuestión, es decir, paralelo con el suelo. Aquí iniciaremos la etapa de recogida de temperaturas para cada región corporal para este caso, y compararemos los valores medios para cada tanda de temperaturas con unos rangos que nos situarán en una región de una determinada sensación térmica. Este proceso se realizará tanto para las situaciones en presencia única del conductor o bien acompañado por el copiloto, acompañante 1 y acompañante 2.

El segundo caso el flujo entrante ya no será perpendicular sino angulado, orientado a las caras de los *dummys*, donde realizaremos dos casos diferenciados, un primer orientado a las caras de los *dummys* conductor y copiloto respectivamente y un segundo orientando los seis difusores delanteros exclusivamente a la cara del conductor. Este caso también se estudiara con la presencia variable de *dummys*.

Un último caso será estudiado en presencia de radiación solar, y veremos las consecuencias de tener un flujo de calor entrante al habitáculo mediante las lunetas anteriormente creadas.

Metodología utilizada en la simulación

Los modelos numéricos utilizados son:

Caso sin flujo de radiación

- Fluido del volumen: GAS
- *Segregated flow* (fluido segregado.)
- *Constant density* (densidad constante)
- *Implicit unsteady* (Régimen de fluido transitorio)
- *Turbulent* (Modelo de turbulencia utilizado *K- Epsilon turbulent*).
- *Segregated fluid temperature* (temperatura añadida al fluido, caso de flujo de calor en los *dummys*)
- *Ideal gas* (Se considera el aire como un gas ideal en la simulación)

El modelo de turbulencia se ha escogido en base a la experiencia de errores sucesivos que hemos tenido a lo largo de las simulaciones de este proyecto, finalmente el escogido para este caso ha sido el mencionado *K-epsilon*. Este tipo de modelo se basa en la metodología de las fluctuaciones turbulentas desarrolladas por el sr. Reynolds. De esta manera entra dentro de la categoría de modelos de turbulencia denominados *R.A.N.S.* (*Reynolds-Averaged Navier- Stokes*). Con diferencia a otros modelos *R.A.N.S.*, este resuelve dos ecuaciones por separado, una asociada a la energía cinética turbulenta *K* y otra asociada a la disipación *Epsilon*. Generalmente la elección de estos modelos se basa en experiencias anteriores de otros estudios o proyectos similares, que en este, no hemos tenido a causa de la poca información encontrada tanto en la red como en bibliotecas colindantes.

El valor de intensidad en la turbulencia, que nos determina que proporción de energía cinética (multiplicada por 1.5) es turbulenta, ha sido de 0.01.

Como temperatura ambiente del interior del habitáculo se ha escogido una temperatura de 293 ° Kelvin, o 20 ° C, definiéndola en las condiciones iniciales.

Condiciones de contorno

En cuanto a las condiciones de contorno utilizadas destacaremos tres;

- *WALL*:

La condición *wall* o muro es un conjunto de relaciones matemáticas que nos sirve para verificar las cantidades medias de flujo, velocidad, o temperatura en situaciones de turbulencia.

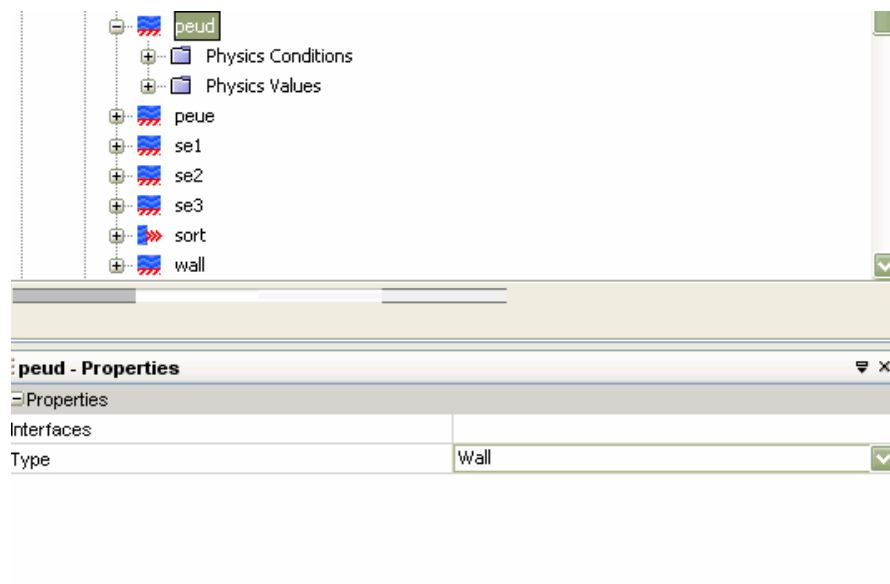


Fig: 4.22. Adjudicación de las condiciones de contorno requeridas para cada zona corporal del *dummy*. En la imagen se observa la correspondiente a un pie derecho. (Fuente: Star CCM 2.10.013, fichero msh.)

- VELOCITY INLET:

Representa la entrada de flujo de aire al habitáculo en que la velocidad de éste es conocida.

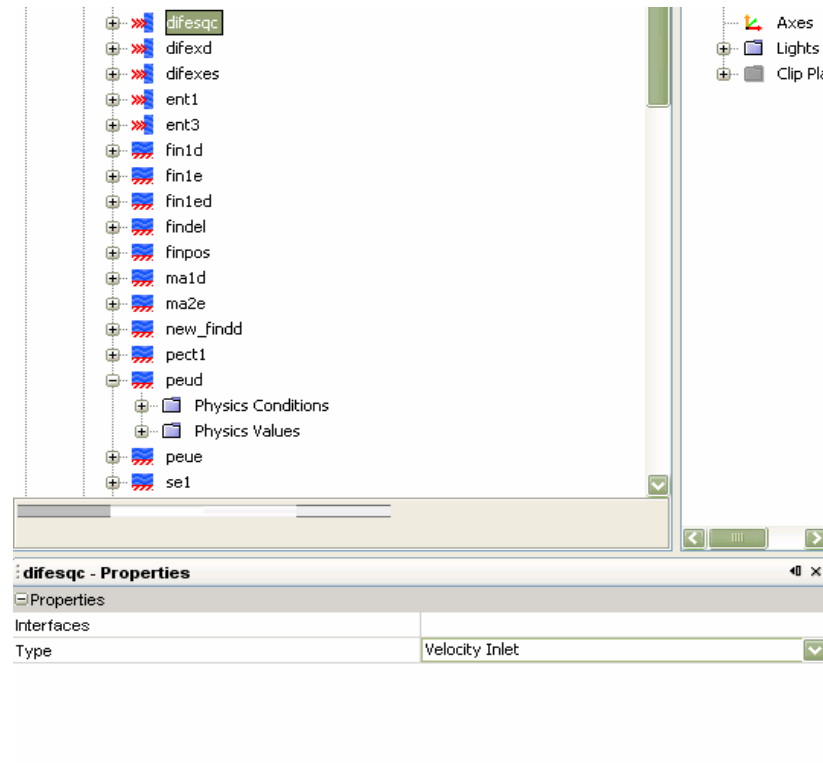


Fig: 4.23. Determinación de las entradas de aire. Se observa la definición de una de ellas, concretamente la del difusor central izquierdo. (Fuente: Star CCM 2.10.013, fichero msh.)

- FLOW SPLIT OUTLET;

Esta condición nos permite especificar con claridad al programa de simulación la situación de la salida de fluido en el habitáculo. A diferencia de la condición simple de salida *PRESSURE OUTLET* tenemos la libertad de decidir su localización de lo contrario si utilizamos esta última el STAR CCM generará una por defecto.

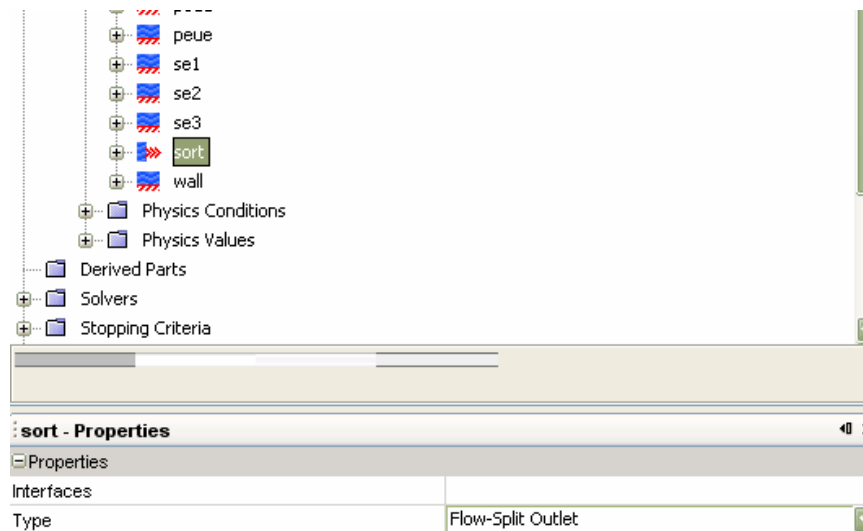


Fig: 4.24. Definición de la condición de salida de fluido por la sección importada de GAMBIT.(Fuente: Star CCM 2.10.013, fichero msh)

- **Dummys**

Para cada región corporal del *dummy* (Zona abdominal, cabeza, brazos...) se ha escogido la opción *WALL* para cada uno de ellos.

- **Habitáculo**

- *Luneta delantera y posterior : WALL*
- *Lunetas laterales: WALL*
- *Carrocería: WALL*
- *Asientos delanteros y trasero : WALL*
- *Difusores salpicadero orientados a la luneta frontal: VELOCITY INLET*
- *Difusores salpicadero orientados a los dummies: VELOCITY INLET*
- *Difusores a nivel de suelo: VELOCITY INLET*
- *Salida: FLOW-SPLIT OUTLET*

Localización y orientación de difusores

Entendiendo como derecha el sentido positivo de las ordenadas y como izquierda el negativo se representan en color violeta las zonas destacadas de las figuras;

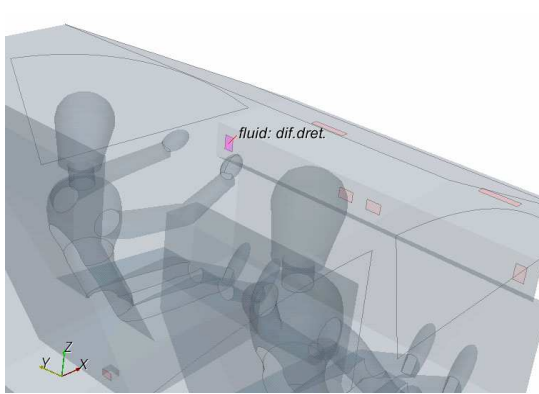


Fig: 4.25. Difusor extremo derecho.

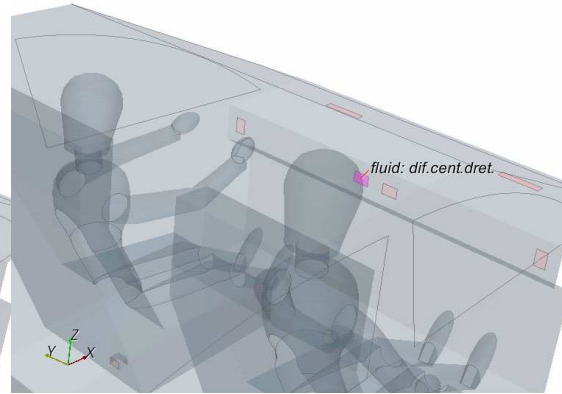


Fig: 4.26. Difusor central derecho.

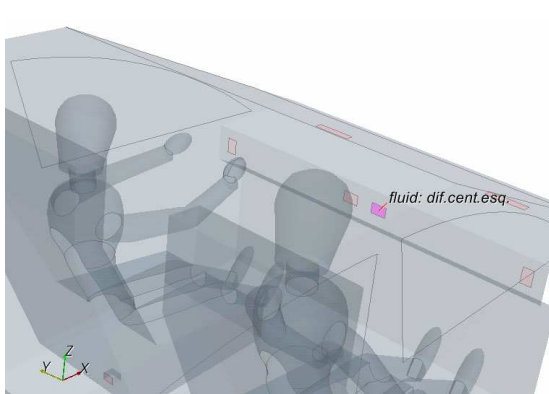


Fig: 4.27. Difusor central izquierdo.

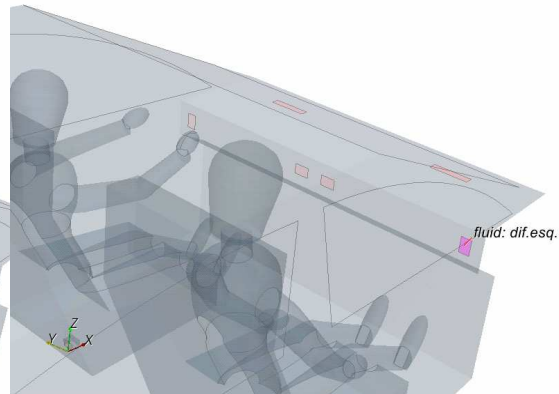


Fig: 4.28. Difusor extremo izquierdo.

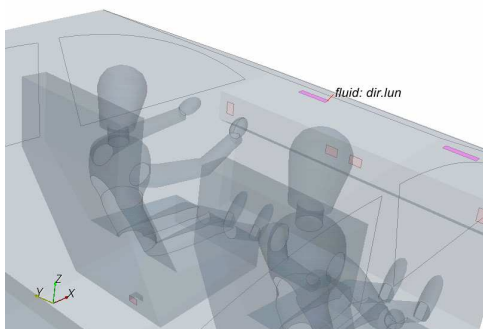


Fig: 4.29. Difusores luneta delantera. (Fuente: Star-CCM 2.10.013)

Las coordenadas de los centroides de las secciones de los difusores del salpicadero (exceptuando los de la luneta delantera), respecto un sistema de coordenadas coincidente de Rhinoceros con Star-CCM. son las siguientes:

Difusor	Coord. X (m)	Coord. Y (m)	Coord. Z (m)
Dif.dret.	10,9	14,6	12,2
Dif.cent.dret.	10,9	0,8	12,2
Dif.cent.esq.	10,9	0,7	12,2
Dif.esq.	10,9	0,07	12,2

Tabla: 4.6. Coordenadas de posicionamiento de los difusores del salpicadero.

Para la simulación de la orientación de los difusores hemos definido los vectores unitarios de las direcciones que los unen con las respectivas cabezas de los *dummys*. Para ello necesitamos también el posicionamiento de estas en el espacio, las coordenadas de las cuales son;

Cabeza	Coord. X (m)	Coord. Y (m)	Coord. Z (m)
Der. <i>Dummy</i> 1	9,9	1,2	12,6
Izqda. <i>Dummy</i> 2	9,9	0,3	12,6

Tabla : 4.7. Coordenadas de posicionamiento de las cabezas de *Dummy* 1 y *Dummy* 2

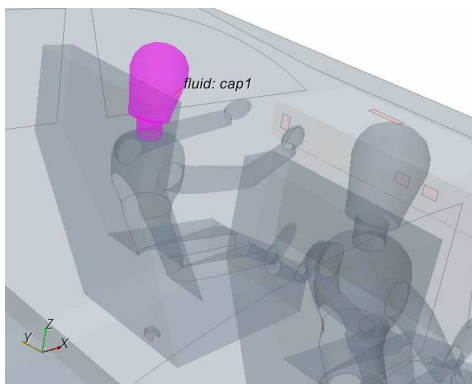


Fig: 4.30. Cabeza derecha de *Dummy* 1.

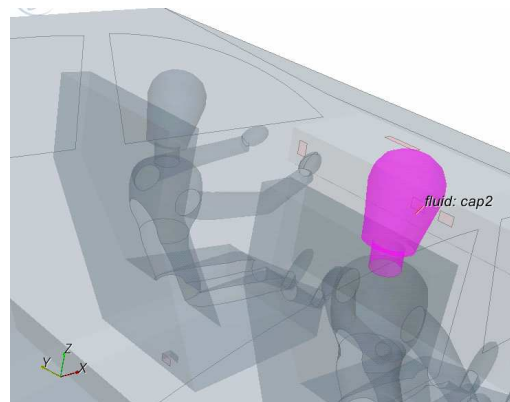


Fig: 4.31. Cabeza izquierda de *Dummy* 2.

El vector unitario se define de la manera;

$$\hat{a} = \frac{\mathbf{a}}{\|\mathbf{a}\|}$$

Siendo \mathbf{a} , el vector comprendido entre el difusor y la respectiva cabeza, y $\|\mathbf{a}\|$ el módulo del mismo. Los vectores directores son los siguientes:

Vectores directores	Coord. X (m)	Coord. Y (m)	Coord. Z (m)
Cab.der.-Dif.der.	-0,9	-0,2	0,4
Cab.der.-Dif.cent.der.	-0,9	0,4	0,4
Cab.izq.-Dif.izq.	-1	0,2	0,5
Cab.izq.-Dif.cent.izq.	-1	-0,4	0,5
Cab.der.-Dif.cent.izq.	-1	0,5	0,4
Cab.der.-Dif.izq.	-1	1,1	0,4

Tabla: 4.8. Coordenadas de los vectores directores que unen los respectivos centros de los difusores con los de las cabezas de los *dummys* 1 y 2.

Como se verá seguidamente, la simulación se ha dividido en tres situaciones diferentes en la orientación de los difusores de salpicadero; DIR.NORM, DIR.INDV y DIR. INDV.C., donde las dos últimas son las orientadas a las caras de los *dummys*. Siendo DIR.INDV. la referente a la orientación de los difusores Dif.der. y Dif.cent.der. a la cara del *dummy* de la derecha (*DUMMY* 1). Y DIR. INDV.C., donde todos los difusores del salpicadero (Dif.der,Dif.cent.der, Dif.cent.izq, y Dif.izq) se orientan al conductor (*DUMMY* 1), e aquí la razón de ser de los vectores calculados. Lógicamente no se ha realizado ningún cálculo vectorial para el caso DIR.NORM.

Finalmente los vectores unitarios a introducir en el simulador Star-CCM son los siguientes:

Vectores unitarios	Coord. X (m)	Coord. Y (m)	Coord. Z (m)
Cab.der.-Dif.der.	-0,9	-0,2	0,3
Cab.der.-Dif.cent.der.	-0,8	0,3	0,3
Cab.izq.-Dif.izq.	-0,9	0,2	0,4
Cab.izq.-Dif.cent.izq.	-0,8	-0,3	0,4
Cab.der.-Dif.cent.izq.	-0,8	0,4	0,3
Cab.der.-Dif.izq.	-0,6	0,7	0,2

Tabla: 4.9. Coordenadas de los vectores unitarios entre difusores y cabezas de los *dummys* 1 y 2.

Análisis

Los valores de las velocidades y temperaturas para cada caso a estudiar y para las presencias de un ocupante hasta completar cuatro son las siguientes:

Velocidad (m/s)	Temperatura (K)	Dirección	Flujo de entrada	Caso
4,4	278	DIR.NORM.	NO	
4,4	278	DIR.INDV.	NO	A
4,4	278	DIR.INDV.C.	NO	
7,0	295	DIR.NORM.	NO	
7,0	295	DIR.INDV.	NO	B
7,0	295	DIR.INDV.C.	NO	
7,0	288	DIR.NORM.	NO	
7,0	288	DIR.INDV.	NO	C
7,0	288	DIR.INDV.C.	NO	
7,0	288	DIR.NORM.	SI	
7,0	288	DIR.INDV.	SI	D
7,0	288	DIR.INDV.C.	SI	

Tabla: 4.10. Valores de velocidad y temperatura para cada orientación de los difusores como del caso estudiado.

Cada caso se divide respectivamente en los apartados DIR.NORM, DIR. INDV. y DIR. INDV.C., haciendo referencia el primero a la situación con flujo perpendicular a la sección de salida de los difusores del salpicadero (el flujo es paralelo al suelo), el segundo a la orientación de estos difusores individualmente a las caras del conductor y copiloto respectivamente, y por último el tercero haciendo referencia a la orientación exclusivamente al conductor de todos los difusores del salpicadero.

Caso con flujo de calor entrante a causa de una radiación solar:

Como en el caso SIN el modelo utilizado es prácticamente idéntico, con la diferencia que ahora utilizaremos el parámetro *gravity* (gravedad) para introducir la acción de transmisión de calor por convección, así pues quedará;

- Fluido del volumen: GAS
- *Segregated flow* (Se considera fluido segregado)
- *Implicit unsteady* (Se considera régimen de fluido transitorio)
- *Constant density* (Se considera densidad constante)
- *Turbulent* (Modelo utilizado *K-Epsilon turbulent*)
- *Segregated fluid temperatura* (Se considera aporte de energía en el fluido, caso de flujo de calor)
- *Gravity* (Se considera la acción de la convección)
- *Ideal Gas* (Se considera el aire como un gas ideal en la radiación)

4.4. Resultados

Tomando de referencia el mapeado de regiones de confort de la Fig. 4, y asimilando unas circunstancias parecidas al tratado por el artículo de H.O. Nilsson, 2007 [2], una cabina acristalada con un pasajero conductor en su interior nos disponemos a realizar el primer análisis con el siguiente apartado.

a) Temperaturas en el conductor en función de la inclinación del difusor, Caso B:

Introduciendo en el programa simulador STAR CCM las condiciones de contorno pertinentes, donde únicamente variaremos la velocidad de entrada y temperatura de los difusores, en este caso, por ejemplo y mirando la tabla 4.11, dicha velocidad tendrá un valor de 7 m/s mientras que la temperatura será de unos 295 ° K, que haciendo la conversión pertinente (restar 273) será de unos 22 ° C, los resultados son los siguientes, ver figura 4.11. (Para este único caso representaremos los datos recogidos del simulador, para más información en los sucesivos dirigirse al CD adjunto del proyecto en la carpeta *resultados simulación*)

DUMMY 1 SIM3			DIR.NORM.	
Zona Corporal	T K CFD	T° C CFD	T° C Reales	Diferencia
abd1	301,1	28,1	25,0	3,1
br1d	300,7	27,7	24,1	3,6
br1e	299,2	26,2	23,7	2,5
cam1d	304,5	31,5	25,0	6,5
cam1e	303,2	30,2	24,5	5,7
cap	305,0	32,0	24,9	7,1
ma1d	307,3	34,3	23,6	10,7
ma1e	305,3	32,3	24,0	8,3
pect	300,2	27,2	25,0	2,2
peud	302,8	29,8	23,0	6,8
peue	303,6	30,6	22,0	8,6

DUMMY 1 SIM4			DIR.INDV.	
Zona Corporal	T K CFD	T° C CFD	T° C Reales	Diferencia
abd1	303,0	30,0	25,0	5,0
br1d	302,4	29,4	24,1	5,3
br1e	301,3	28,3	23,7	4,6
cam1d	304,5	31,5	25,0	6,5
cam1e	303,8	30,8	24,5	6,4
cap	301,7	28,7	24,9	3,7
ma1d	301,5	28,5	23,6	4,9
ma1e	299,6	26,6	24,0	2,6
pect	300,8	27,8	25,0	2,8
peud	303,9	30,9	23,0	7,9
peue	302,9	29,9	22,0	7,9

DUMMY 1 SIM5			DIR.INDV.C.	
Zona Corporal	T K CFD	T° C CFD	T° C Reales	Diferencia
abd1	303,0	30,0	25,0	5,0
br1d	302,4	29,4	24,1	5,3
br1e	301,3	28,3	23,7	4,6
cam1d	304,5	31,5	25,0	6,5
cam1e	303,8	30,8	24,5	6,4
cap	301,7	28,7	24,9	3,7
ma1d	301,5	28,5	23,6	4,9
ma1e	299,6	26,6	24,0	2,6
pect	300,8	27,8	25,0	2,8
peud	303,9	30,9	23,0	7,9
peue	302,9	29,9	22,0	7,9

Tabla: 4.11. Valores de la temperatura para cada región corporal dependiendo de la orientación de los difusores para el caso de la presencia de un *dummy*. (La recepción de estos resultados ha sido fruto de una media aritmética de cada zona corporal iterada).

De aquí en la figura 4.32, se representa el estado térmico de cada zona corporal en grados Celsius dependiendo del estado direccional del flujo, como también el confort climático de las mismas según su localización en las diferentes regiones coloreadas.

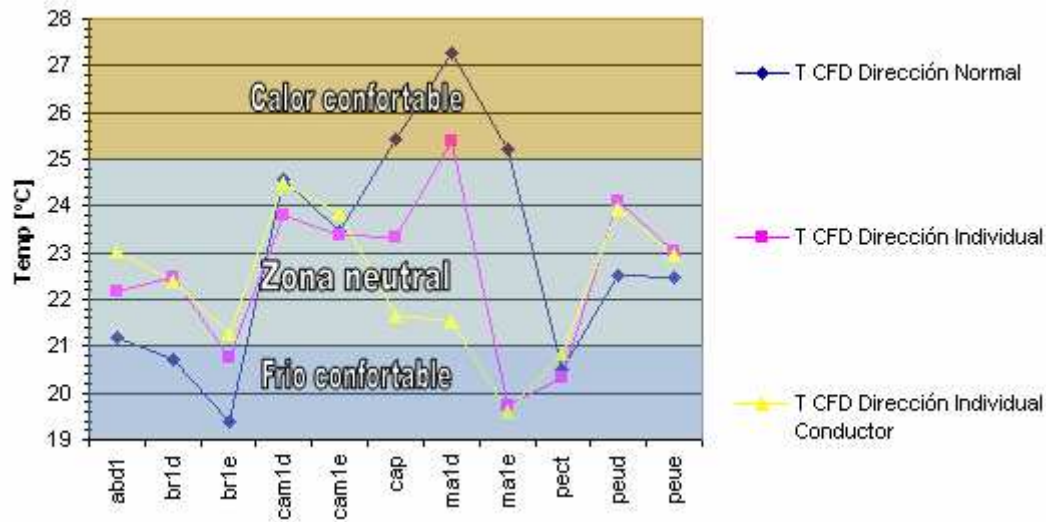


Fig: 4.32. Representación térmica de cada zona corporal de *Dummy* 1. Donde el color azul más oscuro corresponde a la zona de frío confortable, el más claro a la zona térmica neutral, y el amarronado a la zona de calor confortable.

Comentario de resultados

Tomando como ejemplo la zona de la cabeza del conductor como se puede observar en el caso en dirección normal o perpendicular a la sección de salida del difusor ($T^{\circ}C$, CFD Dir.Norm.), esta se ve poco influenciada por la entrada de aire a baja temperatura ($17^{\circ}C$) quedando a unos 32 grados centígrados. Tal y como vemos en la figura 4.33, en una representación por un plano de sección en el eje x-x de temperatura, el calor latente o flujo de calor introducido en las diferentes zonas del *dummy* como en los asientos envuelve el habitáculo del automóvil. Debido a que el flujo no ha sido orientado a estas zonas como se puede ver en las imágenes sucesivas este no tiene repercusión alguna en la estela calorífica del *dummy*.

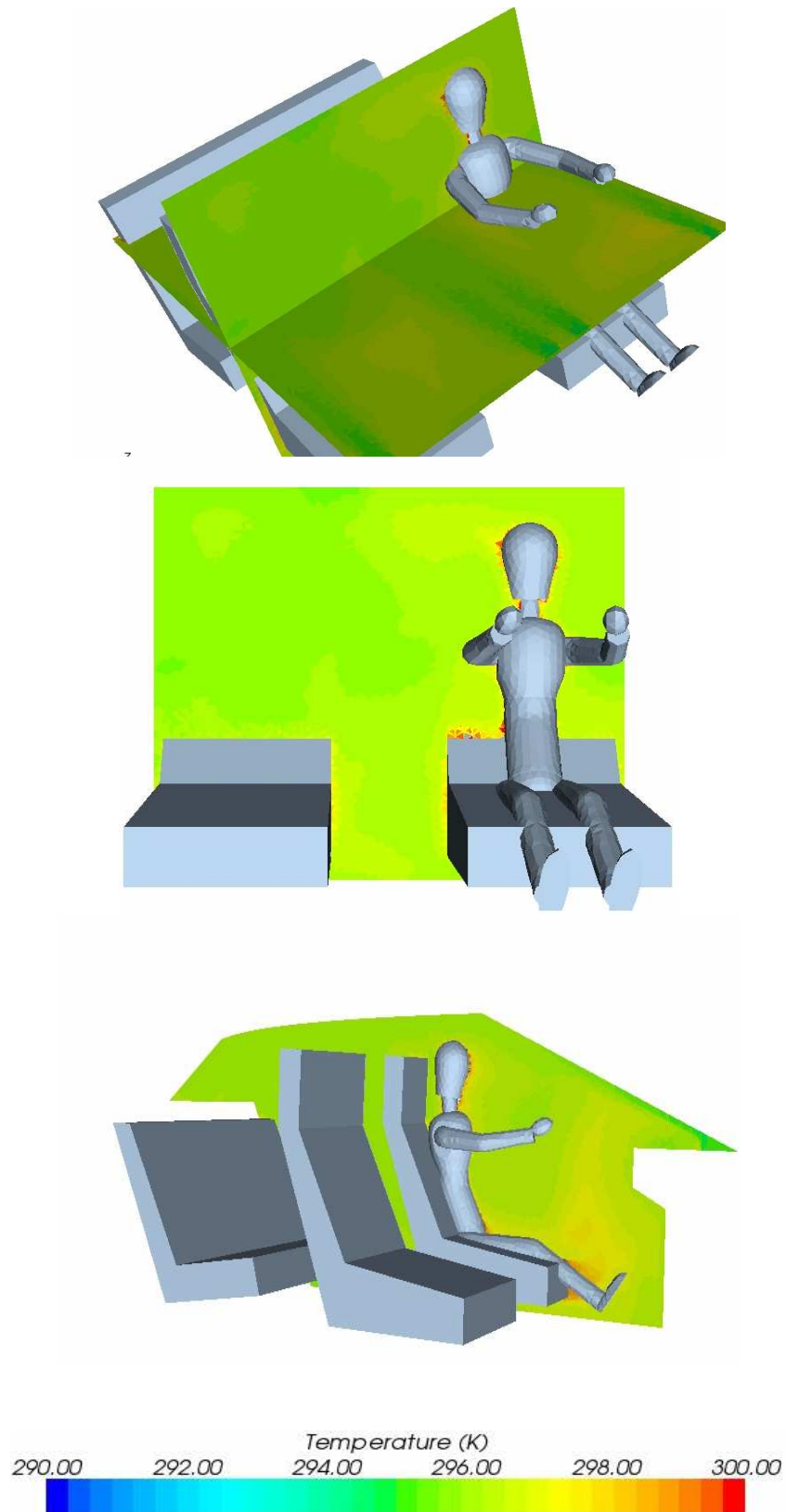


Fig: 4.33. Representación térmica en grados Kelvin de las diferentes regiones del volumen del habitáculo en presencia de *Dummy 1*. (Fuente: Star CCM 2.10.013, fichero msh)

Seguidamente se presentan una serie de imágenes referentes a unos planos de sección representativos de los vectores de flujo. Una vez más podemos justificar que la zona de la cabeza del conductor queda totalmente aislada del radio de acción de los difusores, quedando así el volumen de aire que rodea esta zona imperturbado.

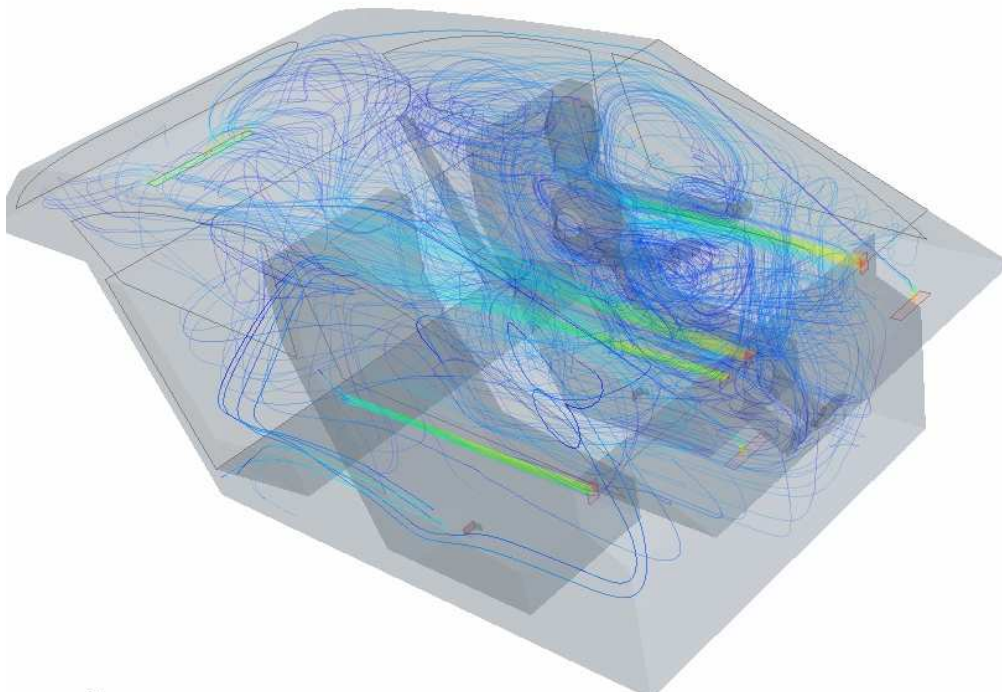
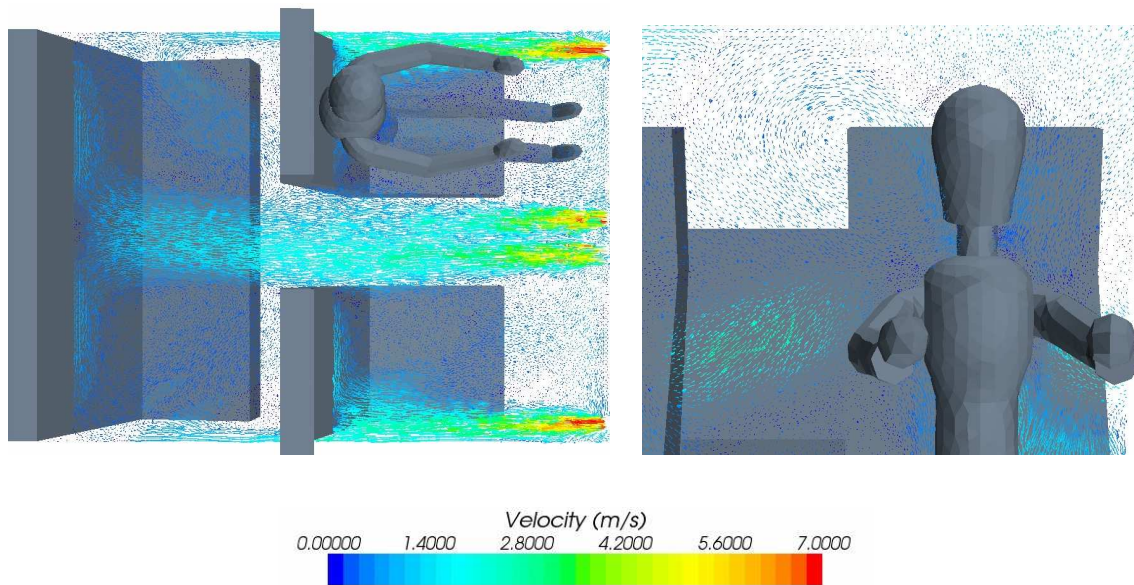


Fig: 4.34. Representación de los vectores de velocidad, así como su módulo (colores) en el caso DIR.NORM. Abajo se aprecia las trayectorias de las líneas de flujo dentro del habitáculo. (Fuente: Star CCM 2.10.013, fichero msh)

Diferente es la situación cuando orientamos los difusores donde ahora si que modificaremos el patrón del fluido que rodea al conductor, de esta manera el parámetro temperatura que hemos definido en la cabeza mallada se verá influenciada por el flujo de aire entrante a 290 °K. Como podemos comprobar en la misma zona tomada como ejemplo anteriormente y con ayuda de la tabla 4.11, y la figura 4.32, la cabeza del conductor en el caso DIR. INDV. disminuye su temperatura hasta llegar a los 28, 65 ° C, una diferencia de 3.35 grados centígrados respecto el caso de flujo sin orientar DIR.NORM. La figura 4.35, nos muestra las celdas del mallado para este caso orientado que se encuentran al rango de temperaturas estudiado anteriormente (DIR.NORM.), entre 290 K y 300 K, abarcando la zona abdominal y ligeramente la pectoral, lógicamente el número de celdas para este rango ha decrecido drásticamente.

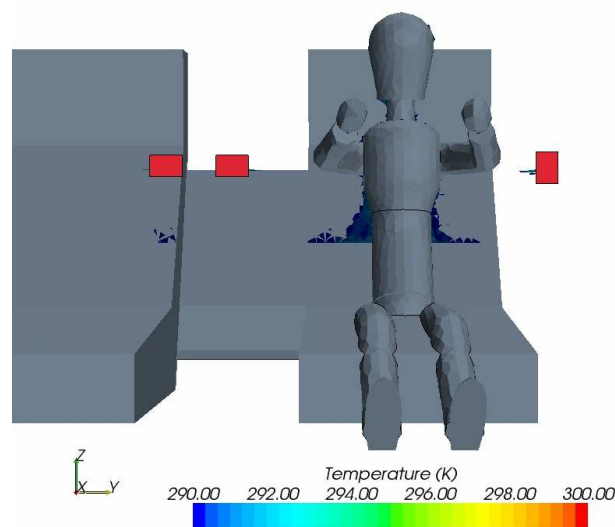


Fig: 4.35. Celdas del mallado que se encuentran entre 290 y 300 K para DIR.NORM.(Fuente: Star CCM 2.10.013, fichero msh)

De esta manera orientando estos difusores hemos conseguido que la región climática inmediatamente en contacto con la cabeza del conductor haya disminuido ligeramente su temperatura y provocado una diferencia de temperaturas mayor entre dicha zona, y el medio del habitáculo. A continuación veremos, como la acción de aquel flujo de calor latente presente en la cabeza y en el resto del cuerpo del *dummy* ha sido ligeramente contrarrestado por la acción de los difusores, así como la puesta en movimiento del fluido aire en esta zona facilitando así el intercambio térmico. (Ver figura 4.36)

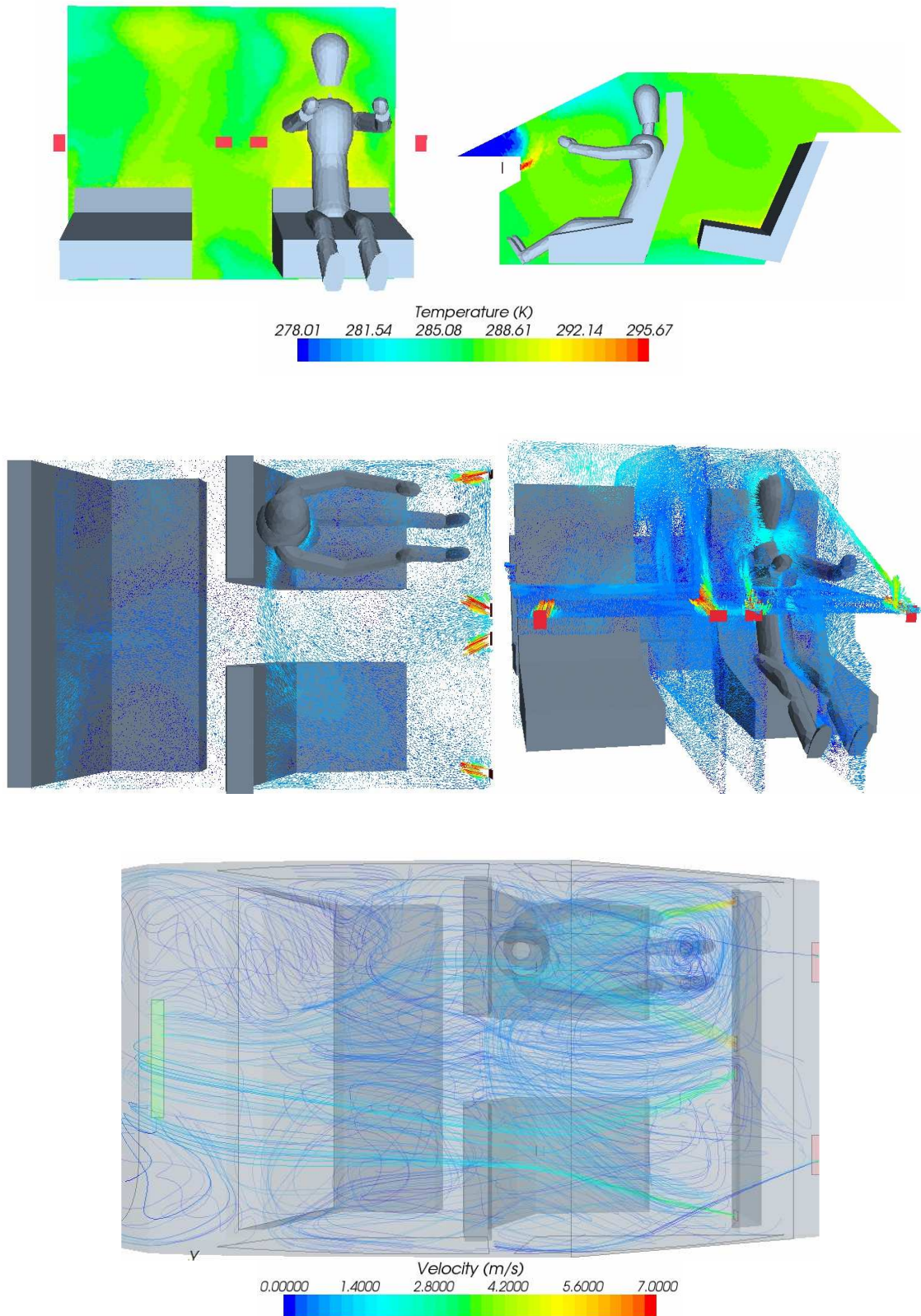


Fig: 4.36. Superior izquierda y superior derecha; representación térmica de *Dummy 1* . En la segunda fila representación vectorial con difusores orientados (DIR.INDV; Ver apartado de resultados). Y debajo trayectorias de líneas de flujo en el interior del habitáculo. (Fuente: Star CCM 2.10.013, fichero msh)

a.1) Temperaturas en el copiloto en función de la inclinación del difusor, Caso B:

A continuación analizaremos, como en el caso de la presencia única del conductor, la repercusión, ahora, en el copiloto, y seguidamente la presencia de uno y dos acompañantes.

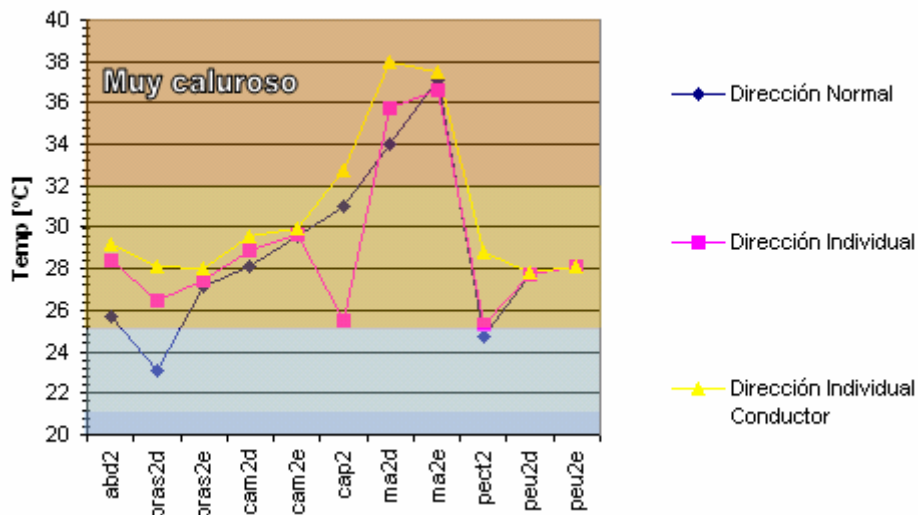


Fig: 4.37. Representación de las distintas zonas de confort para cada zona corporal dada una temperatura iterada.

Tomando de referencia la zona de la cabeza, en la figura 4.37, se puede observar como la temperatura de esta también disminuye, pero esta vez únicamente lo hace en el caso de *Dirección Individual*, es decir, orientados los difusores extremo izquierdo, y central izquierdo a la cara del copiloto y extremo derecho, central derecho al conductor respectivamente. Es obvio que en el caso en *Dirección Individual Conductor* donde todos los difusores del salpicadero están encarados a la cara del conductor, el confort térmico del copiloto decrezca significativamente. Tal como nos lo demuestra la figura 4.37 la cabeza del copiloto pasa desde el estado en *zona neutra* para la dirección normal, a rozar la franja de la zona *frío pero confortable* para el caso de *Dirección Individual* y por último sufrir un gran incremento de temperatura a causa del calor latente al dejar de recibir flujo refrigerado de los difusores y pasar a la zona *caliente pero confortable*.

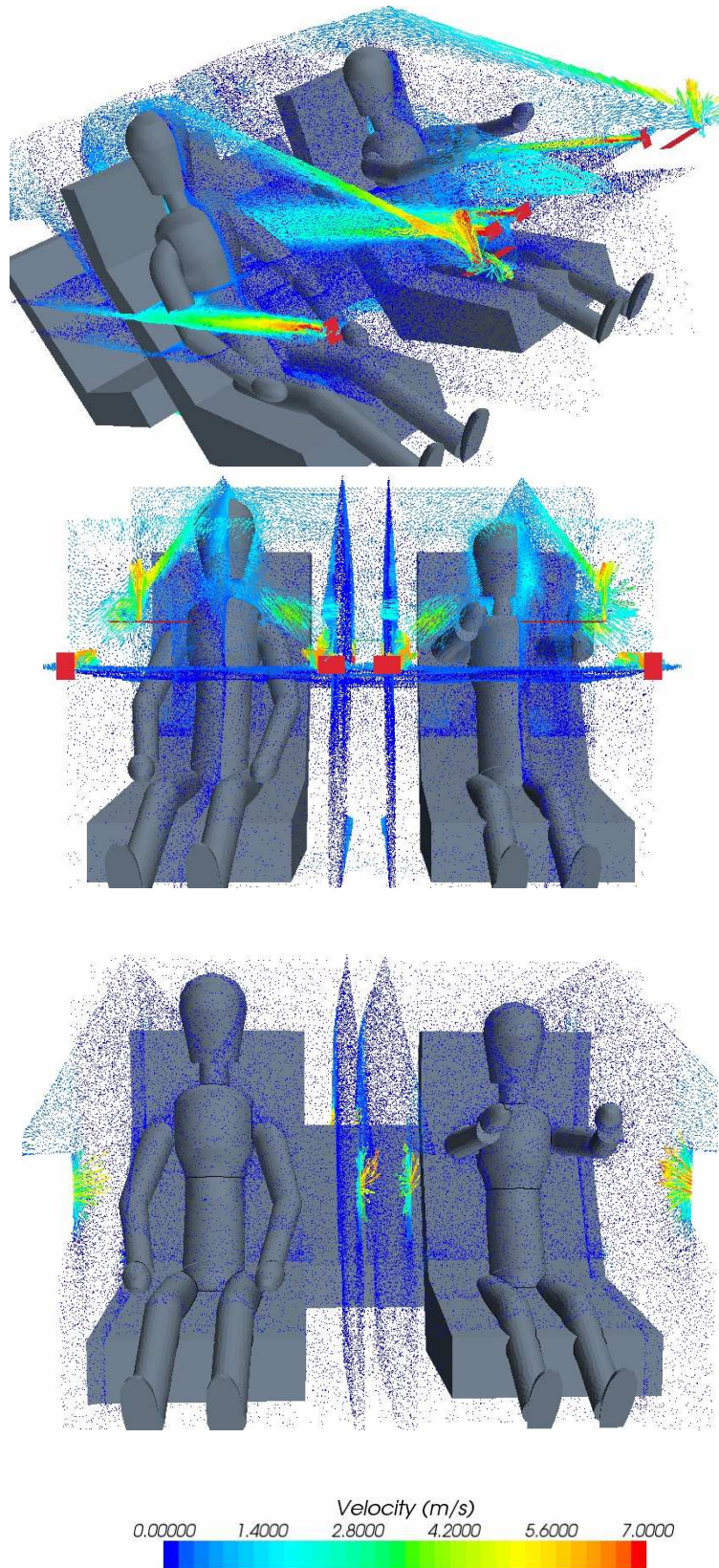


Fig: 4.38. Representación vectorial de las velocidades en los casos DIR.NORM, superior, DIR.INDV.,central, y DIR.INDV.C. inferior. para DUMMY 2. (Fuente: Star CCM 2.10.013, fichero msh)

También queremos destacar la aparición de la nueva franja térmica *muy caluroso* (32 a 40° C) en la figura 4.37, donde aparecen las zonas de las manos derecha e izquierda. Parece bastante lógico ya que estas quedan situadas a un nivel inferior al de situación de los difusores independientemente de su orientación haciendo que las partículas de aire que las rodean queden estáticas ($v=0$) y no se produzca intercambio térmico.

Un caso curioso es la situación de los pies, quedando aún más aislados que las manos de los difusores y mantienen una temperatura inferior. También es cierto que las manos al estar en contacto con las pantorrillas del copiloto (véase figura 4.38), las cuales también emanan un flujo de calor determinado, hace que este a su vez se sume al propio de las manos incrementando así su temperatura final, lo cual hace que sea tan distante.

a.2) Temperaturas en Dummy 3 en función de la inclinación del difusor, Caso B:

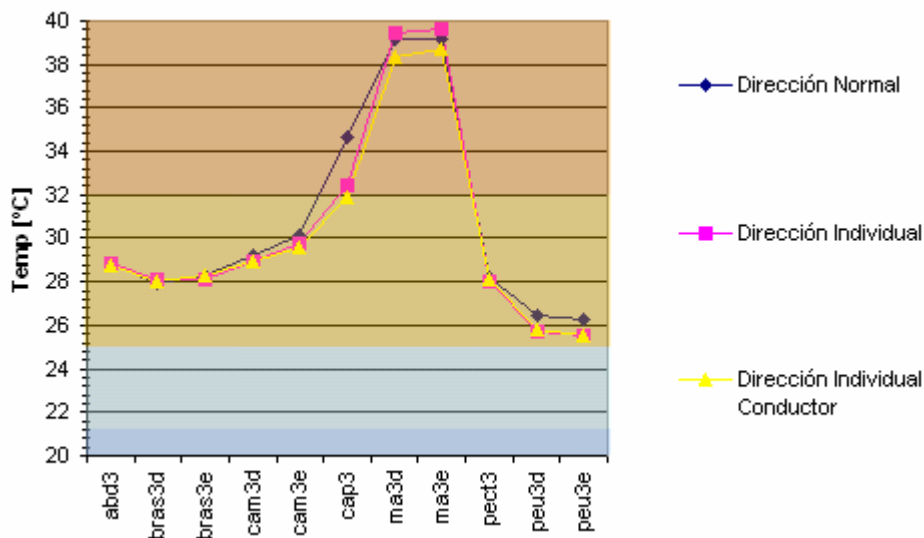


Fig: 4.39. Representación por sectores de confort y zonas corporales de las temperaturas iteradas en Dummy 3.

Del tercer ocupante cabe destacar un aislamiento significativo a lo que se refiere en cuanto a la orientación de los difusores, ya que como se puede ver en la figura 4.39, la diferencia entre los tres casos estudiados es pequeña. Dicho aislamiento se materializa con la posición del asiento delantero, impidiendo así la circulación del aire.

Cabe destacar que la separación entre los asientos delanteros hace que el flujo se vea más direccionado hacia la salida incorporada en la bandeja del habitáculo, disminuyendo su circulación por los laterales del asiento trasero donde se sitúa el *dummy*.

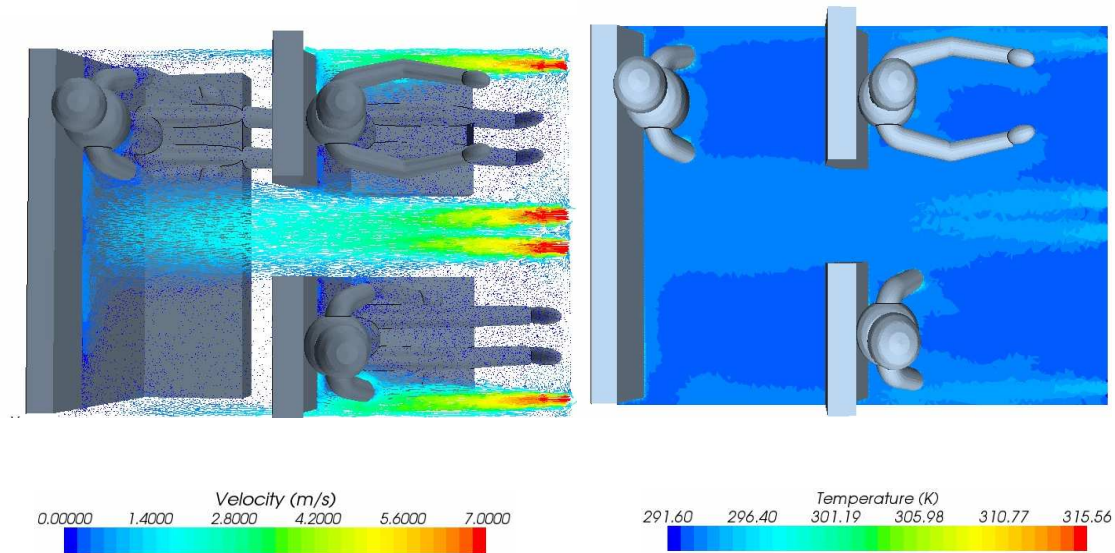


Fig: 4.40. Representación vectorial de la velocidad de flujo en el habitáculo en el caso DUMMY 3, en orientación DIR.NORM. (Fuente: Star CCM 2.10.013, fichero msh.)

Con todo y esto como se puede observar en la figura... la sensación térmica media se sitúa en la región de *calor confortable* a una temperatura de consigna de 295 °K (17 °C), donde las zonas de pie derecho y pie izquierdo se sitúan en la zona más confortable rozando los 25 °C, también debido a su cercanía a los difusores de suelo (Ver figura 4.40). Y nuevamente las manos, son las más perjudicadas que al igual que en el caso del copiloto estas ahora están en contacto con la superficie del asiento trasero de el cual también emana un cierto flujo calorífico que sumado al propio da esta escalada en el empeoramiento de la sensación térmica.

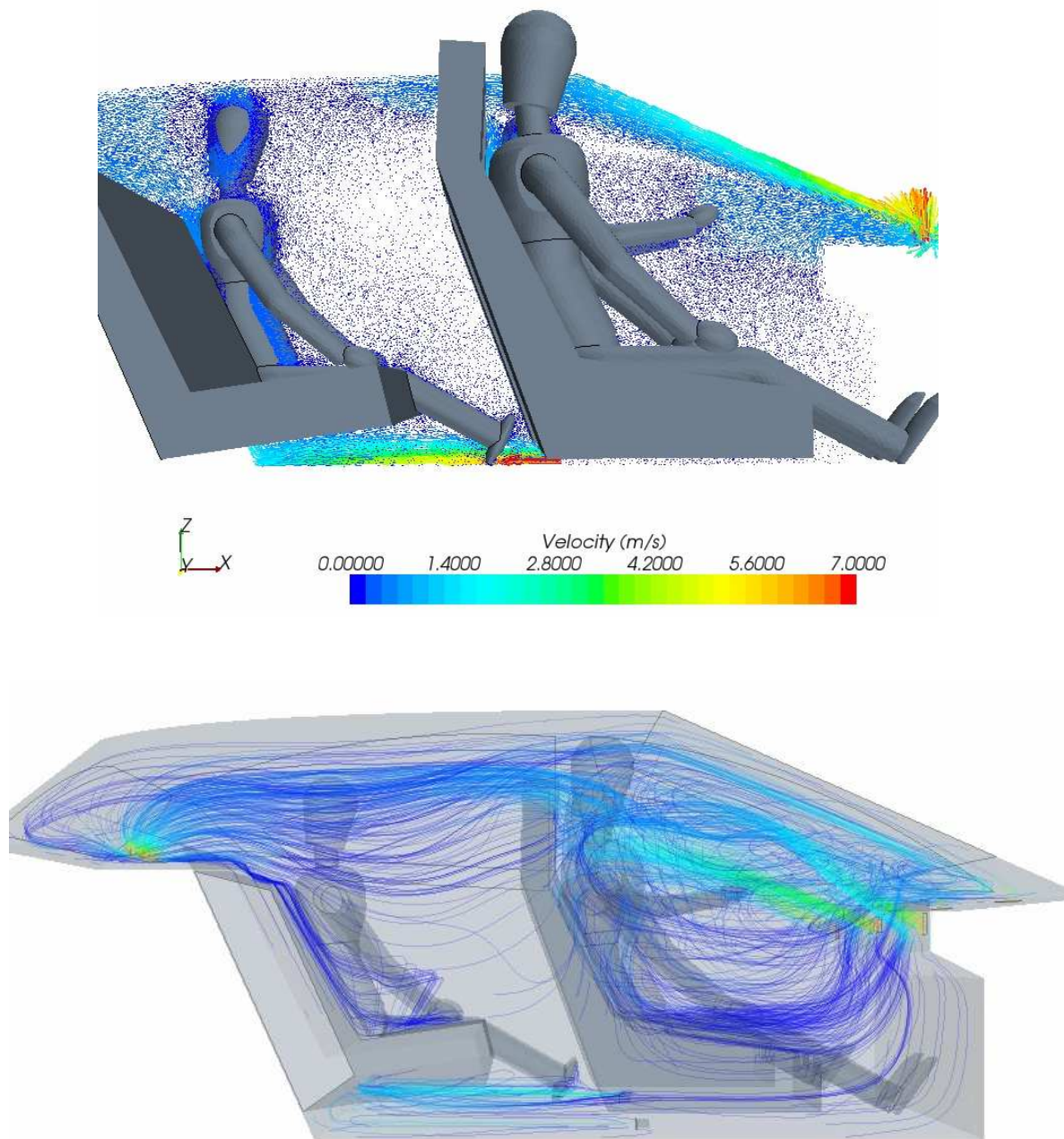


Fig: 4.41. Tanto en la figura superior (Vectores de velocidad) como en la inferior (líneas de flujo) se aprecia el flujo de salida de los difusores de suelo. (Fuente: Star CCM 2.10.013, fichero msh)

a.3) Temperaturas corporales en Dummy 4 en función de la inclinación del difusor,

CasoB

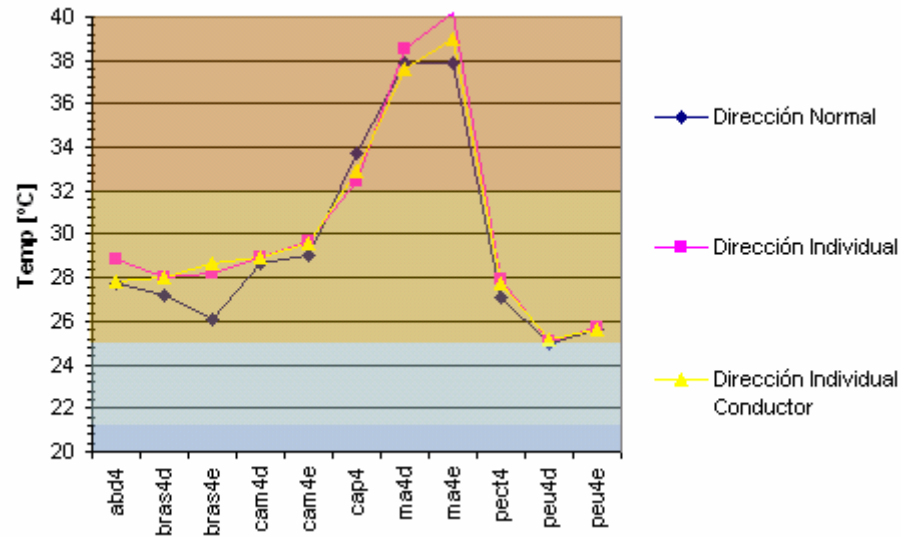


Fig: 4.42. Representación del confort térmico de dummy 4 en función de la inclinación del difusor.

Al igual que en *Dummy 3*, se observa que las tres situaciones analizadas, dirección del flujo perpendicular o normal a la sección de salida del difusor, dirección individual y dirección individual conductor, los resultados se asemejan. En gran medida por el obstáculo que suponen nuevamente los asientos delanteros a la circulación del flujo de entrada hasta estos.

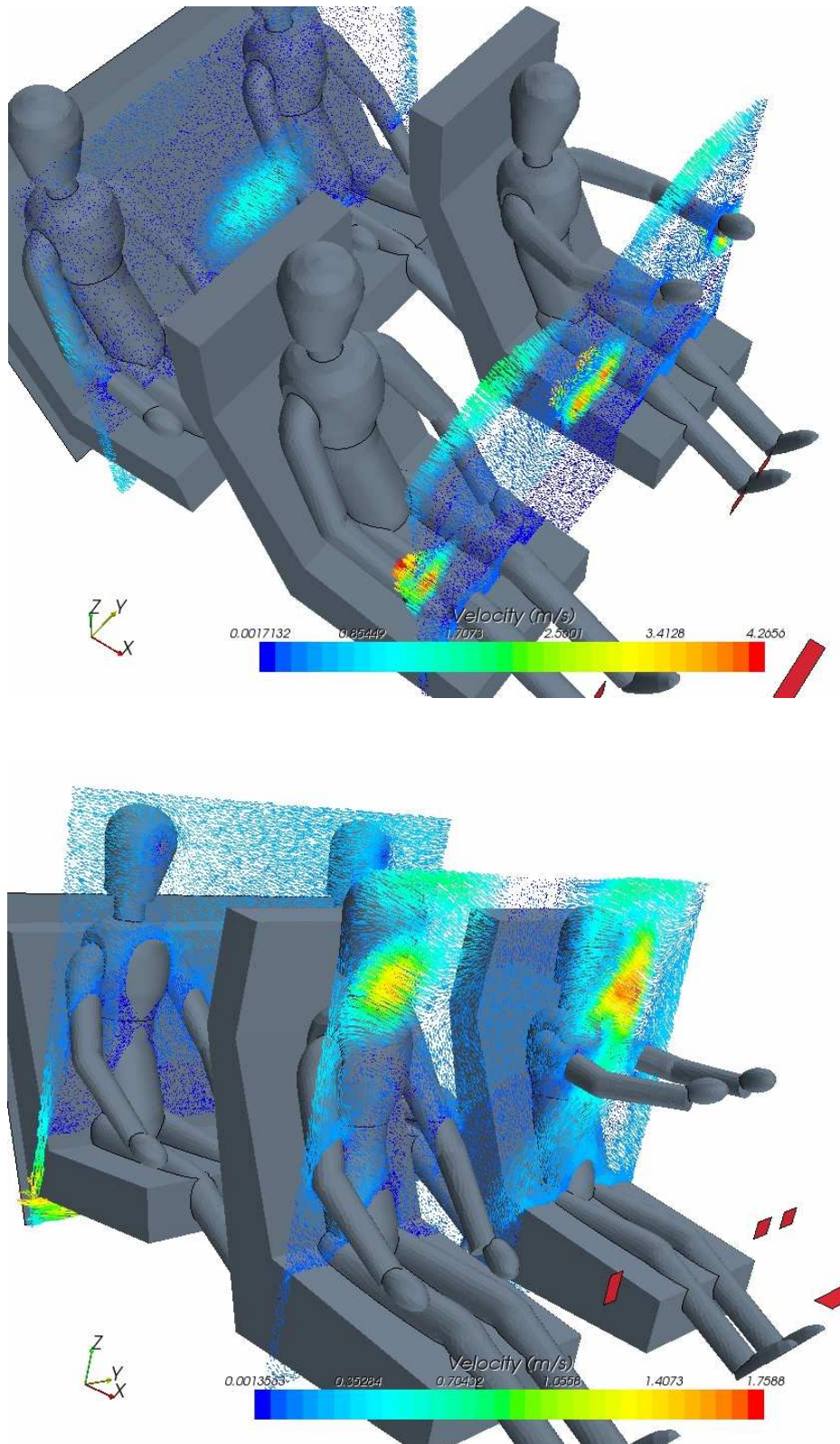


Fig: 4.43. Representación de los módulos de velocidad para las pruebas DIR.NORM,(figura superior), y DIR.INDV. (figura inferior). Como se puede apreciar en los dos planos próximos a las caras de los *dummys* traseros, para los dos casos el flujo de aire que los perfila está prácticamente estático dificultando así un intercambio térmico eficaz. (Fuente: Star CCM 2.10.013, fichero msh)

b) Temperatura corporal del conductor en función del número de pasajeros, Caso B

A continuación se analizará la repercusión del número de pasajeros presentes en el habitáculo para el caso global más desfavorable, la dirección de flujo entrante normal, dadas las mismas condiciones de contorno en el programa simulador, es decir, para el caso analizado, el caso B, corresponden a una velocidad de 7 m/s y a una temperatura de entrada de 290 ° K, o de 17 ° C.

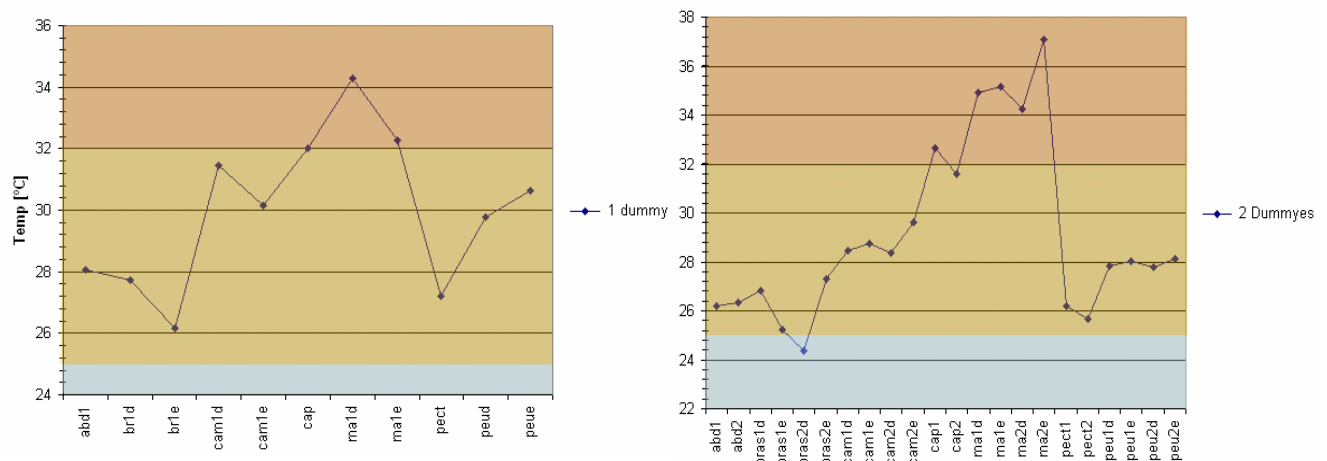
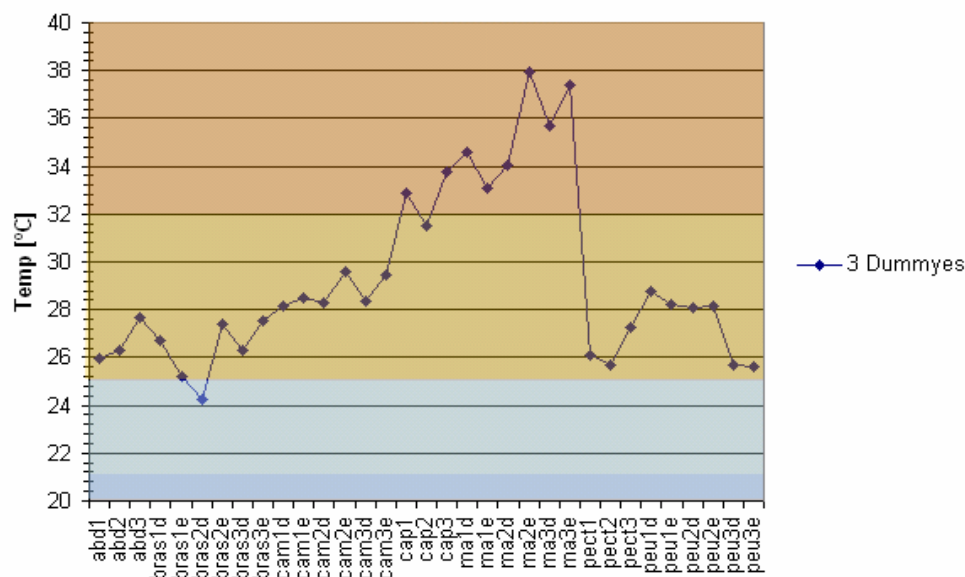


Fig: 4.44. Representación de las temperaturas corporales de los diferentes *dummies* para el caso B, en *dirección normal* en presencia de uno (superior izquierda), dos (superior derecha), tres (inferior) o cuatro pasajeros. (figura 4.45)



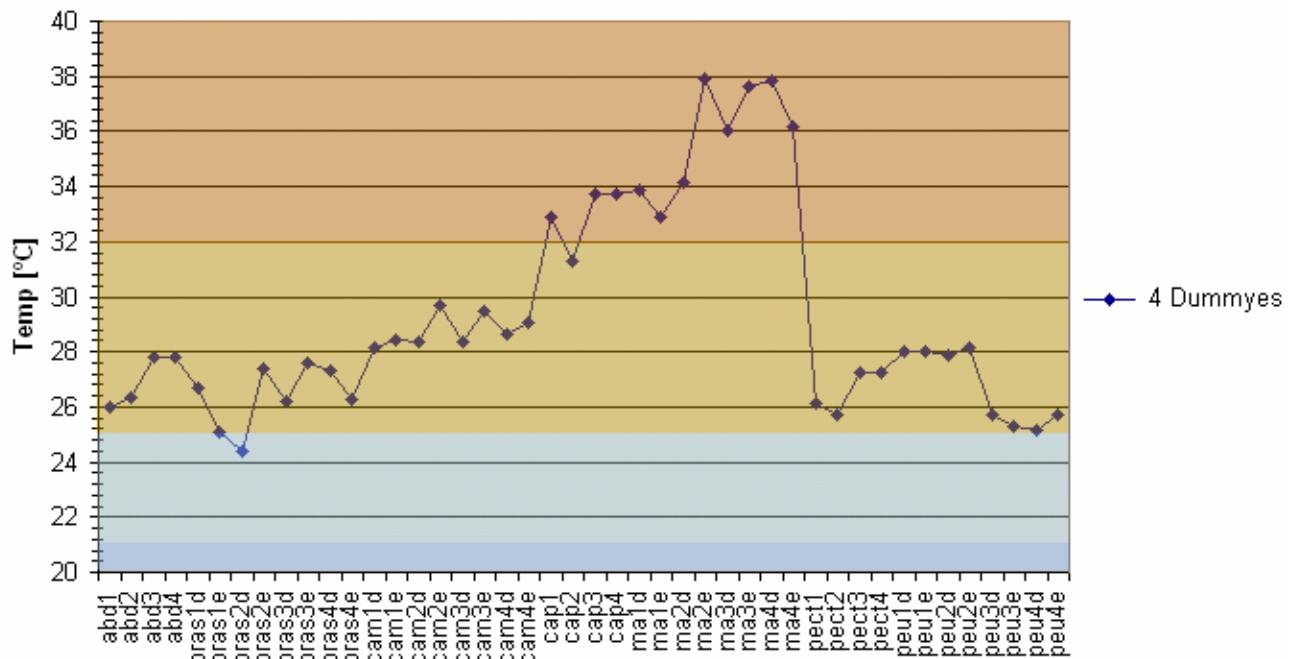


Fig: 4.45. Representación de las sensaciones térmicas para la presencia de cuatro ocupantes.

Si analizamos por parejas de pasajeros el confort térmico para cada uno de ellos, veremos que por ejemplo en la figura 4.44 – derecha, (complementar con la información referente a los resultados de simulación presentes en el CD adjunto) para el caso de presencia de un conductor y un copiloto, la sensación térmica en algunas zonas corporales del primero ha mejorado sensiblemente a lo que contrariamente cabría esperar; incremento de pasajeros proporcional al incremento en calor latente o flujo de calor desprendido por estos. Cumpliéndose en zonas como la abdominal, manos, o piernas y contrariamente en la zona de la cabeza siguiendo esta última la lógica esperada.

Mirando en la figura 4.46, se ve perfectamente que al introducir el copiloto modificamos por completo el patrón inicial del volumen de aire del habitáculo comportándose de diferente forma el flujo de aire que atraviesa dicho volumen. De una manera o otra las partículas de aire entrantes a velocidad de 7 m/s y 17 °C se encuentran con dos mapeados distintos que sortear, el volumen ocupado por la presencia única del conductor o el derivado de la adicional del copiloto, dos distribuciones iniciales diferentes.

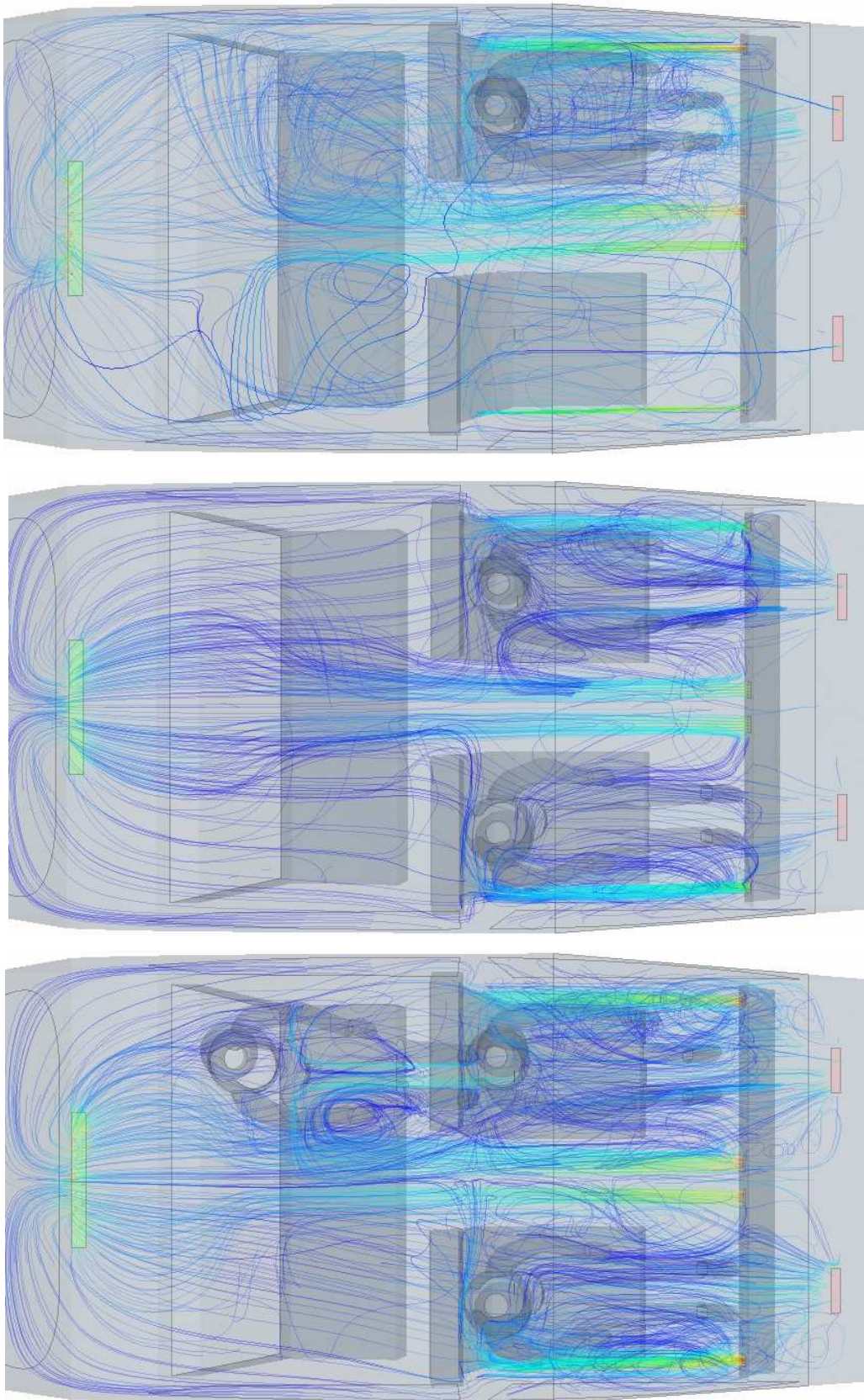


Fig. 4.46. Líneas de corriente para los casos Dummy 1, 2 y 3. (Fuente: Star CCM 2.10.013, fichero msh)

Siguiendo el estudio ahora entre el copiloto y uno de los pasajeros del asiento trasero, como por ejemplo *Dummy 3*, vemos (Ver resultados de simulación en CD y figura 4.44 – inferior) que también hay zonas corporales del copiloto que mejoran en cuanto a sensación térmica por la presencia de un tercer ocupante, este es el caso de la zona pectoral, cabeza, o piernas situándose todas ellas en la zona *calor comfortable*.

Y por último el caso *Dummy 3* con *Dummy 4*, si analizamos sus gráficas simuladas veremos que también para esta situación se cumple lo anteriormente dicho.

c) Temperaturas corporales del conductor en función del flujo de calor radiante, Caso C con Caso D

Seguidamente se analiza el caso referente a la evolución en sensación térmica sufrida por los *dummys* en presencia de un flujo de calor de entrada por las lunetas laterales y luna frontal con el objetivo de simular la presencia de la radiación solar. Como se ha comentado en el inicio de esta exposición de resultados, las únicas diferencias en el momento de escoger el modelo de simulación respecto a los anteriores ha sido la adición de la condición *gravity* y la imposición en las respectivas condiciones de contorno de las lunetas laterales una radiación solar difusa y directa para la frontal. Estas fueron recogidas en la estación meteorológica de la Escola Politècnica Superior de Girona, siendo respectivamente 200 y 800 W/m² en ese momento.

En este apartado también se analiza el caso desfavorable *Dirección Normal*.

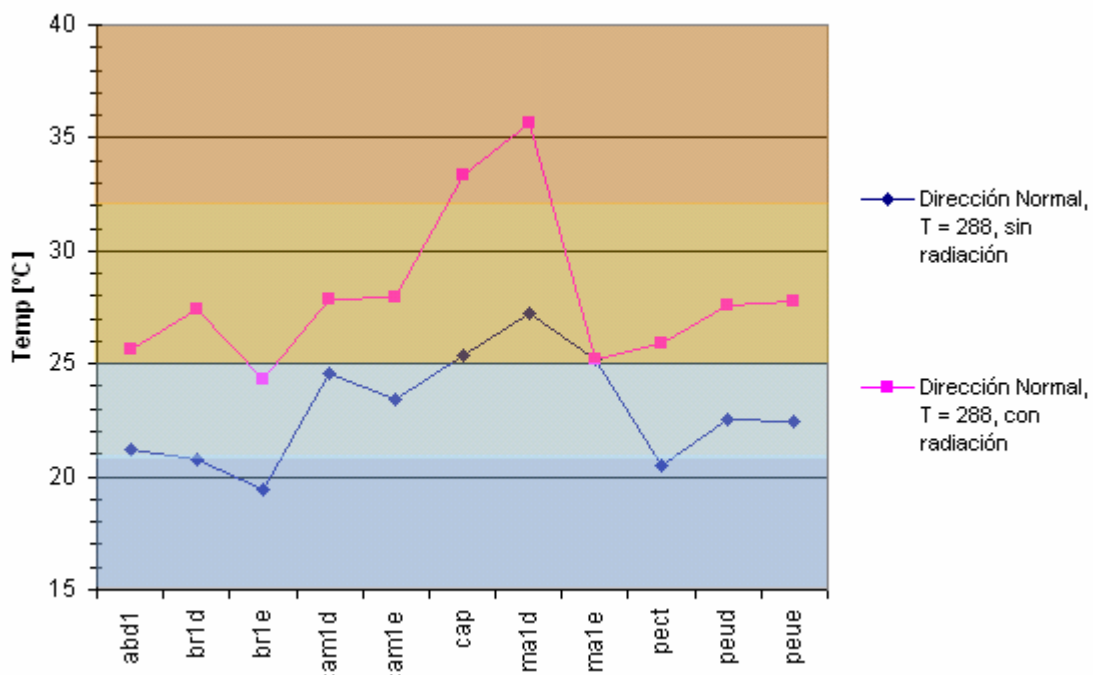
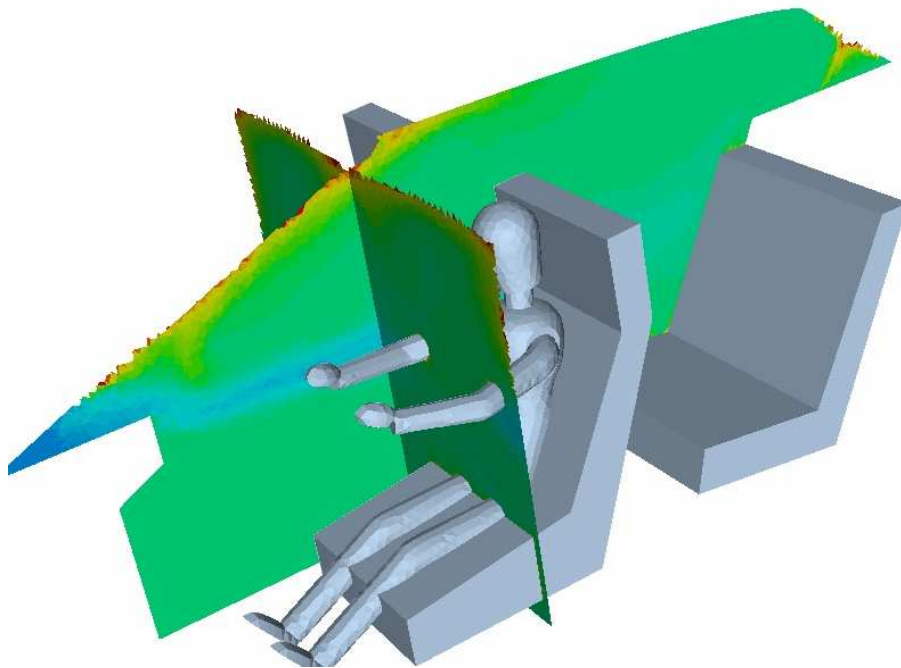
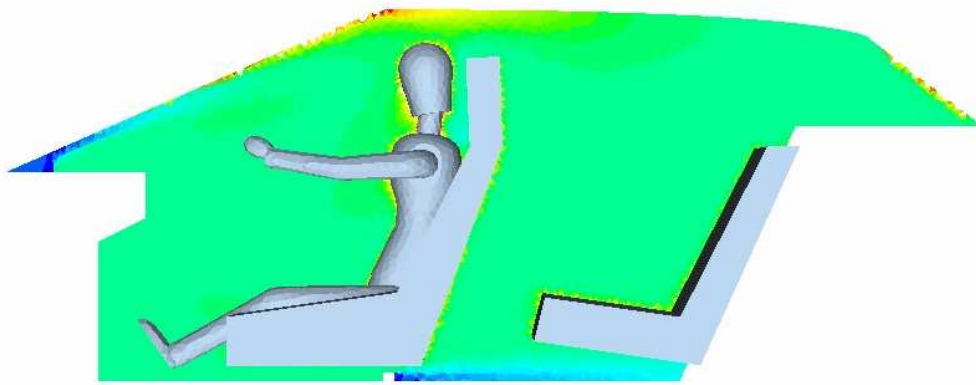


Fig: 4.47. Estudio de la influencia de la radiación sobre el habitáculo de estudio.

Para este estudio, a diferencia del anterior, los resultados han sido los esperados, un empeoramiento global de la sensación térmica debido a la presencia del flujo de calor introducido por radiación a través de las lunetas. Pasando de una sensación de confort prácticamente ideal, situándonos en el rango neutral para el caso de 288 °K (15°C) a sufrir un incremento térmico medio de cinco grados, exceptuando los casos de la

mano derecha y cabeza (mirar figura 4.47) que lo han hecho con casi 10 puntos por encima. (Mirar resultados de simulación.).



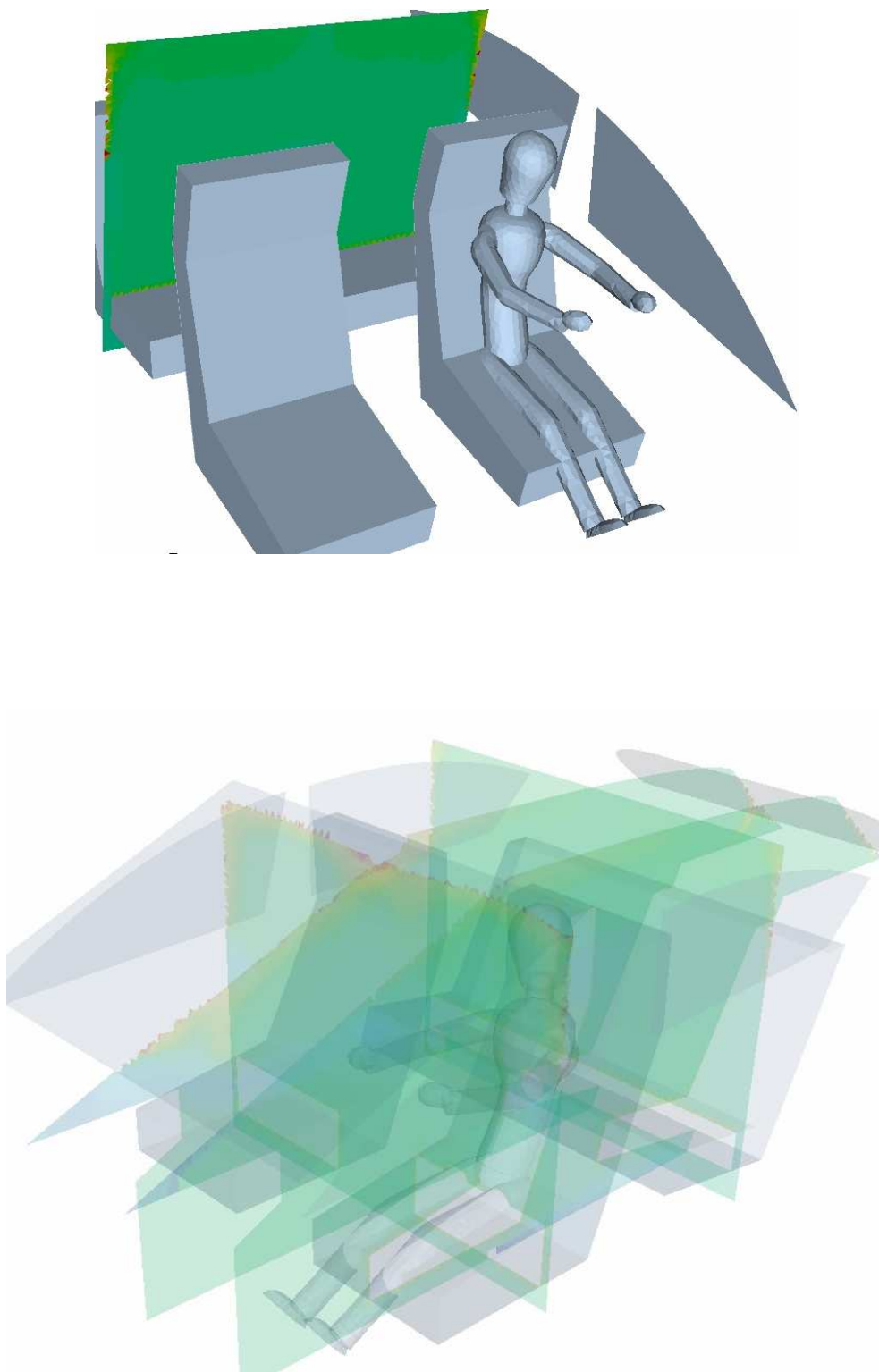
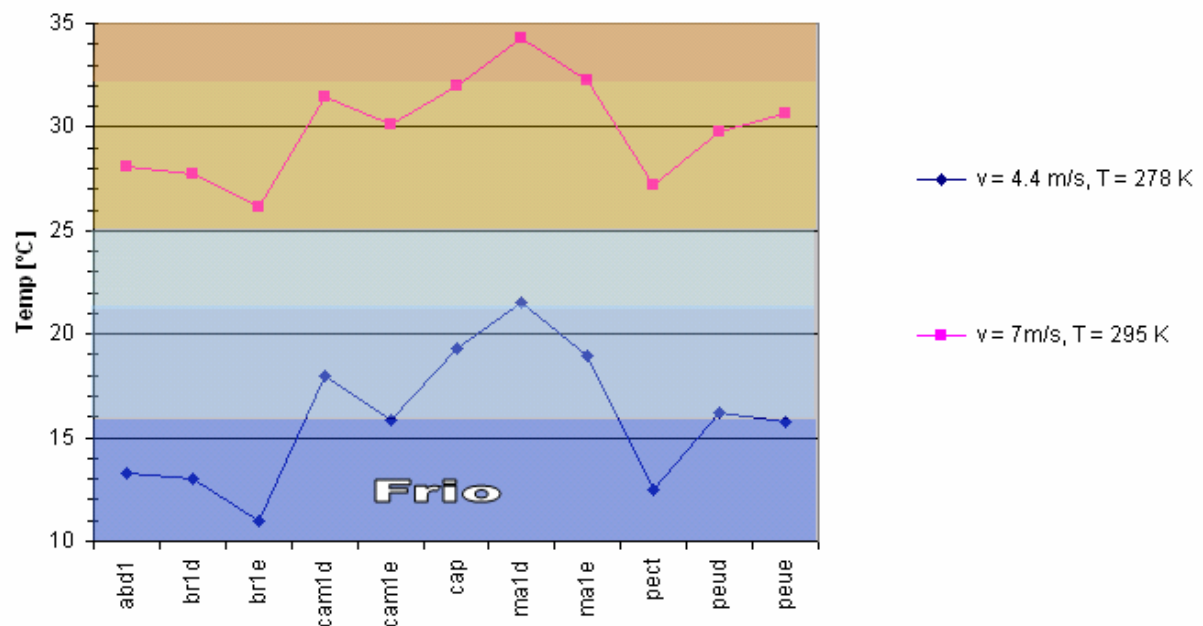


Fig: 4.48. Se observa con claridad el flujo térmico solar de entrada por las lunetas, el cual provoca el empeoramiento del confort diez grados. (Fuente: Star CCM 2.10.013, fichero msh)

d) Temperatura del conductor en función de la velocidad de salida, Caso A y Caso B



Como vemos en este penúltimo caso, queda patente la diferencia nuevamente en concepto de sensación térmica al variar juntamente con la temperatura, la velocidad. Se observa la diferencia de 17 puntos de temperatura entre los dos estados, justamente la misma entre temperaturas de entrada (22 y 5 ° C respectivamente).

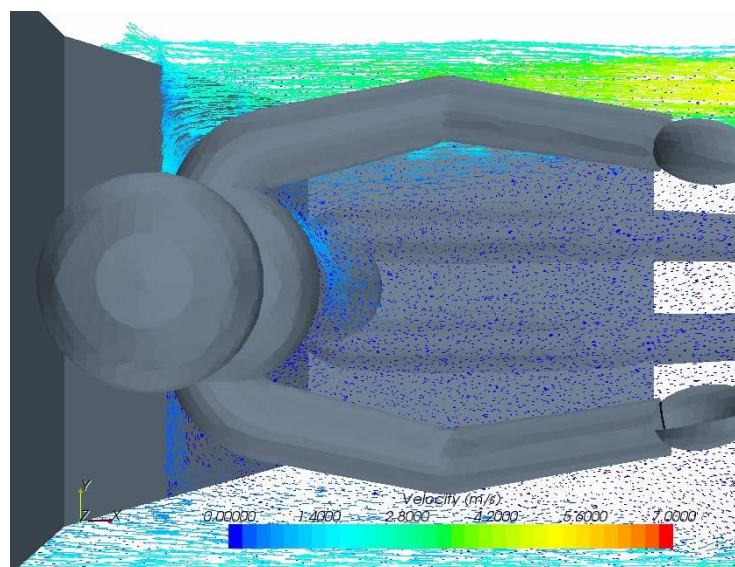
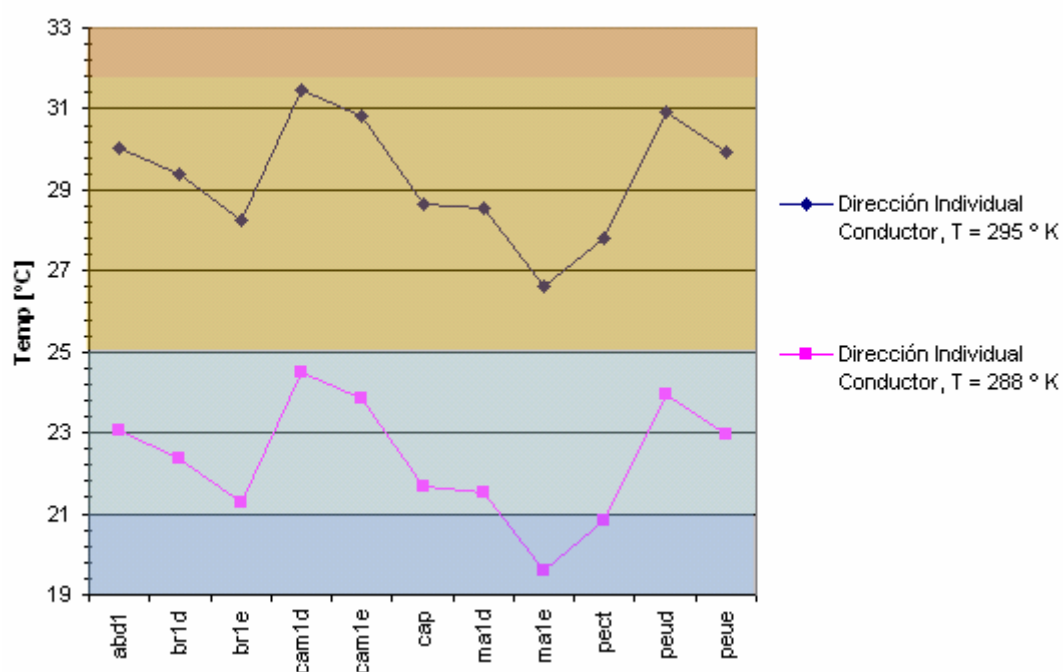
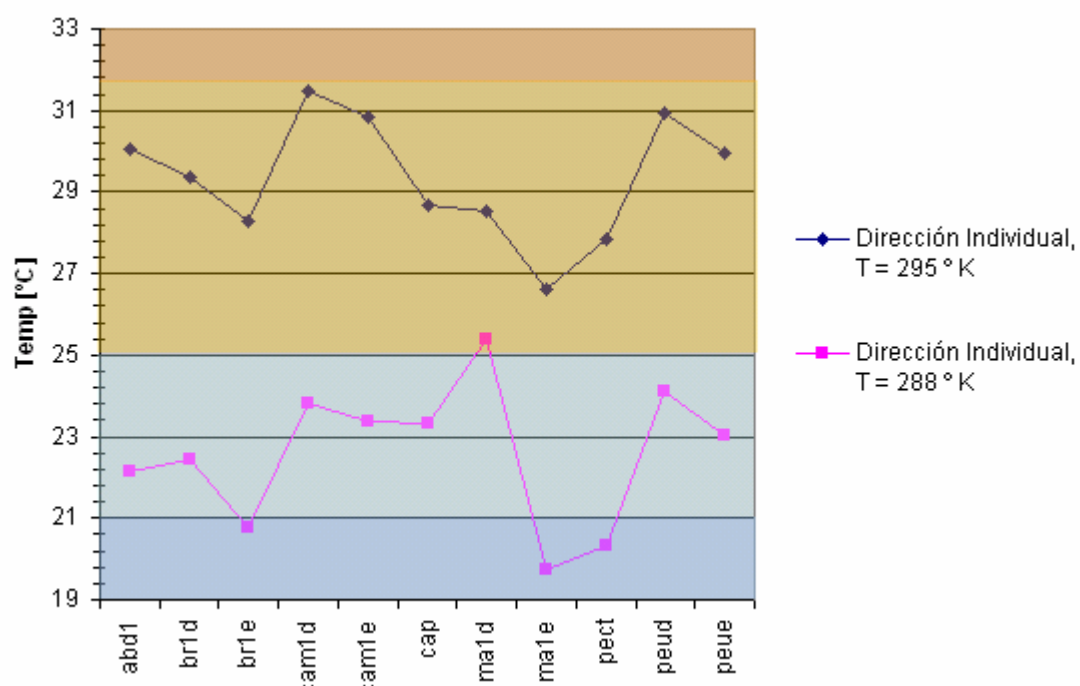


Fig: 4.49. Visualización de los módulos de velocidad en la región del conductor. (Fuente: Star CCM, fichero msh.)

Para hacer una pequeña prueba, comprobaremos que esta diferencia se mantiene en las sensaciones térmicas para el resto de casos estudiados, caso de *orientación individual* y *orientación individual conductor*.



Efectivamente la diferencia se da entre todas las zonas corporales estudiadas.

5. CONCLUSIONES

Como se ha visto hasta ahora se han analizado cuatro situaciones diferentes, variando parámetros de temperatura, velocidad, dirección del flujo de entrada al habitáculo y número de pasajeros, teniendo siempre presente el mapa de sensaciones térmicas del artículo de H.O. Nilsson, 2007 [6] de la figura 4 del apartado de antecedentes.

1. Para el procesado se ha utilizado el programa STAR CCM para la obtención del campo de velocidades y temperaturas donde simulando situaciones como las mencionadas anteriormente de a) (véase apartado de resultados 4.4) se ha podido llegar a un resultado más que satisfactorio. La interpretación de los *dummys* virtuales en este caso podríamos decir que ha sido máxima para los diferentes estados direccionales del flujo entrante en el habitáculo, mejorando las sensaciones térmicas en algunas zonas corporales o empeorándolas en otras, así nos lo demuestran las diferentes figuras que hemos ido exponiendo a lo largo del mencionado apartado.

2. La variación de pasajeros en el apartado b) ha sido con creces el más interesante de todos los estudiados, ya que se salía de lo esperado. Y lo esperado no era más que el lógico empeoramiento general del confort térmico de los diferentes ocupantes por el simple hecho de incrementar su número, incremento de pasajeros: incremento del calor latente o flujo de calor desprendido: empeoramiento del confort térmico. Pero esta relación no se ha cumplido, dando en un buen número de zonas corporales, a medida que introducíamos más ocupantes, una mejora en confort con respecto el caso nº de *dummys* presentes -1, esto nos hizo pensar en la variabilidad del patrón del flujo presente en el habitáculo ha medida que introducíamos más pasajeros, mejorando la circulación en algunas zonas anteriormente castigadas térmicamente.

3. El estudio de radiación solar para el caso c) a partir de STAR CCM fue bastante complejo, ya que intentamos definirle un modelo de simulación específico como el *Surface to Surface* o el *Gray termal radiation* los cuales calculaban la porción de radiación solar que recibía cada superficie mallada a partir de un cálculo diferencial, pero la gran cantidad de errores que surgieron en su lanzamiento hizo que la tomásemos como un flujo de calor entrante al habitáculo, los resultados fueron igualmente satisfactorios, un empeoramiento en el confort térmico de cinco grados centígrados, aún así nunca se rozó ninguna región crítica a lo que se refiere a confort o sensación térmica, donde la región media más desfavorable en la que nos hemos situado en este proyecto ha sido la de *calor comfortable*.

4. Para el apartado d) se ha comprobado la simple linealidad existente entre la variabilidad térmica y el confort térmico.

5. De esta manera volvemos a remarcar que el objetivo principal de este proyecto; la interpretación climática por parte de unos *dummys* virtuales generados a partir de una geometría simple posteriormente mallada, ha sido satisfactorio, exceptuando simulaciones puntuales como el caso de radiación donde siguiendo escrupulosamente los tutoriales correspondientes al programa simulador Star CCM, aún así no se logró realizar el proceso, creemos que fue culpa de la complejidad de dicho mallado la que provocaba la sucesión de errores resultantes. Esto nos hizo simplificar el caso mediante un flujo de calor radiante que atravesaba las lunetas de cristal hacia el habitáculo a lo que se llegó a un resultado esperado en cuanto a empeoramiento de confortabilidad.

6. Hacernos eco, también, de la importancia que ha tenido la simulación de diferentes orientaciones de los difusores, que inicialmente no se contempló como uno de los objetivos en la simulación y que posteriormente se propuso, lógicamente, y como se ha podido ver, esto nos facilitó el jugar bastante con los distintos rangos de sensaciones térmicas, dando resultados bastante lógicos, entre los cuales destacamos los casos imparciales de *Dummy 3* y *Dummy 4* dando resultados de confort ligeramente por debajo de los estudiados con *Dummy 1* y *2*, y semejantes entre sí. Y es que no importaba el grado de orientación escogido, ya que sufrían un pequeño aislamiento térmico provocado por los asientos delanteros, esto nos hace pensar que la mejora podría venir en forma de adición de más difusores, en este caso en la parte trasera del habitáculo, o en crear dos medios distintos para la parte delantera y trasera con ayuda de pequeñas cortinas de aire dispuestas entre los asientos delanteros y trasero o bien de un material separador retráctil entre estos.

7. Y por último me gustaría remarcar la complejidad como una conclusión más derivada de la realización de este proyecto, marcada por una gran falta de referencias o estudios semejantes a este ausentes en las distintas librerías de ingeniería presentes en la red o en esta propia universidad, con el fin de tener una sustentación sólida en la posterior recogida de resultados. La falta de colaboración de los distintos personajes o instituciones inicialmente partícipes en el inicio del mencionado proyecto, cosa que ha provocado en ciertos momentos inestabilidad en la realización del mismo, materializada por una gran ausencia de información, que presumiblemente

tenía que haber sido facilitada en su día ,y que nunca llegó, así son los casos de las geometrías de habitáculo, posicionamiento y dimensiones de las diferentes entradas y salidas, parámetros físicos como temperatura, velocidad o humedades de consigna utilizadas en la industria automovilística.

Firmado:

Rubén Carballo Escribano

Girona, 12 de Agosto del 2008

6. RELACIÓN DE DOCUMENTOS DEL PROYECTO.

La relación de documentos de este proyecto es la siguiente:

- *Documento número 1: Memoria y anexos.*

Anexo A: La transmisión de calor

Anexo B: Caracterización de las fuentes emisoras

Anexo C: Generalidades del Sol.

Anexo D: Intensidad instantánea de radiación extraterrestre.

Anexo E: Mecánica de fluidos.

Anexo F: Estudio experimental de la radiación solar en un sistema climático.

Anexo G: Esquemas de diseño.

- *Documento número 2: Presupuesto.*

7. BIBLIOGRAFIA.

- [1] A. Mitjà, E. Batalla. *Manual de radiació solar*, Prens XXI, 1982.
- [2] C. Walgama, S. Fackrell, M. Karimi. *Passenger thermal comfort in vehicles*, Elsevier Ltd. 2006.
- [3] Corretger J.M.. *La radiació solar, cinemàtica solar*, Departament de motors tèrmics, Universitat de Girona, 2007.
- [4] Costa Novella, E. *Ingeniería química*. De. Alhambra Universidad.1985.
- [5] Gomis P, Cantons. *Mecánica*. Casals. 1998.
- [6] Hakan. O. Nilsson. *Thermal comfort evaluation with virtual manikin methods*, Department of Mechanical, Automotive and Materials Engineering, University of Windsor, 2006.
- [7] Mataix C. *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Ediciones el Castillo, S. A. 1982.
- [8] P.S. Alcázar, A.J. Ruiz .*Quadern pràctic per a instal·ladors*, Institut Català de l'Energia (ICAEN),2003.
- [9] Parsons Ken, Hoder G. Simon. *The effects of solar radiation on thermal comfort*, Department of Design and Technology, Loughborough University.

Direcciones web:

- [10] Transmisión de calor, (<http://www.ual.es>); nos explica los mecanismos básicos de transmisión de calor, 30 Abril del 2008.
- [11] Transmisión de calor, (<http://www.industria.uda.cl>) ; realiza cálculos analíticos sobre la conducción del calor, 30 Abril del 2008.

[12] Mecánica de fluidos, (<http://www.monografias.com>); Definiciones de Mecánica de fluidos, 4 de Mayo del 2008.

[13] History of car, (<http://www.historyofcar.net>); Trata la historia del automóvil, 20 de Abril del 2008 .

[14] Mundo del automotor, (<http://www.mundoautomotor.com>); Recoge infinidad de catálogos de diferentes modelos de automóvil, 29 Mayo del 2008.

Firmado:

Rubén Carballo Escribano

Girona, 12 de Agosto del 2008

ANEXO A. LA TRANSMISIÓN DE CALOR

A.1 Introducción.

El calor viaja a través de los sistemas que comprenden el conjunto del medio a partir de tres procesos distintos; *conducción*, *convección* y *radiación*. (www.industria.uda.cl , 2008 [10])

A.1 Transmisión de calor por conducción.

Podríamos decir que es el mecanismo del medio para evacuar energía de una región a otra sin movimiento de dicho medio.

Se da fundamentalmente en el seno de los cuerpos sólidos, pero también puede darse en líquidos o en gases facilitando de esta manera al transporte que se da en ellos.

Las ecuaciones que nos rigen este fenómeno físico son;

- Ley de Fourier: $q = -K$

Y las que hacen referencia a la continuidad sin generación y sin componente de transporte másico son:

$$\delta C_p \frac{dT}{dt} = -\nabla q \quad (A.1)$$

Expresada de esta manera es independiente de la geometría y podemos adaptarla con facilidad en cada caso.

A.2. Conducción unidimensional en estado estacionario. Cuerpos homogéneos.

En este caso el flujo de calor se ha establecido de forma estable creando una distribución de temperaturas que no varía con el tiempo, con lo que la derivada respecto al tiempo se iguala a cero;

$$0 = -\nabla q \quad (A.2)$$

Esta expresión nos sirve para analizar situaciones de transmisión de calor en paredes simples, como puede ser el caso de hornos, tuberías...etc.

A.3. Geometría plana: sección de paso constante.

La aceptación de estado estacionario y sección de paso constante implica que la densidad de flujo es constante. Esto se puede deducir de la ecuación de continuidad.

Así pues tomando la expresión en coordenadas cartesianas del operador nabla ∇ ;

$$\nabla = \left(\frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial}{\partial y} \frac{\partial}{\partial z} \right) \quad (\text{A.3})$$

Si el flujo se mueve en una sola dirección queda;

$$dq_x / dx = 0 \quad (\text{A.4})$$

Así pues q_x es una constante. Por otra parte la ecuación de Fourier con la expresión unidimensional en cartesianas es:

$$q_x = -K dT / dx \quad (\text{A.5})$$

Integrando entre la condición inicial $x = 0$, $T = T_1$ y cualquier punto del interior x que estará a la temperatura T se obtiene;

$$q_x = K T_1 - T_2 / e \quad (\text{A.6})$$

Obteniendo así la densidad de flujo q_x en función del espesor e de la placa, la diferencia de temperaturas entre T_1 i T_2 la conductividad térmica K .

A.4. Transmisión por conducción en otras geometrías.

No es fácil generalizar sobre el perfil de temperaturas o la densidad de flujo en cualquier tipología de geometría, salvo que hay que adaptar la misma estrategia de adaptar la ecuación de continuidad y Fourier a un sistema de coordenadas favorable.

No obstante, es posible una generalización muy útil que sugiere que el flujo de calor se puede calcular por medio de una expresión del tipo:

$$Q_x = K (S_G) (T_1 - T_2) / e \quad (A.7)$$

Donde S_G es la superficie generalizada y depende de la geometría. Esta es la media logarítmica de las superficies interna y externa para la geometría cilíndrica, la media geométrica para la geometría esférica y sería la media aritmética para flujo plano en flujo variable como el que ocurriría en un tronco de pirámide.

A.5. Conducción unidimensional en estado estacionario, paredes compuestas.

En muchos casos de gran importancia el calor se propaga no a través de una, sino de varias paredes en serie. Entran dentro de esta importante categoría de problemas los casos de aplicación de aislantes a paredes y conducciones.

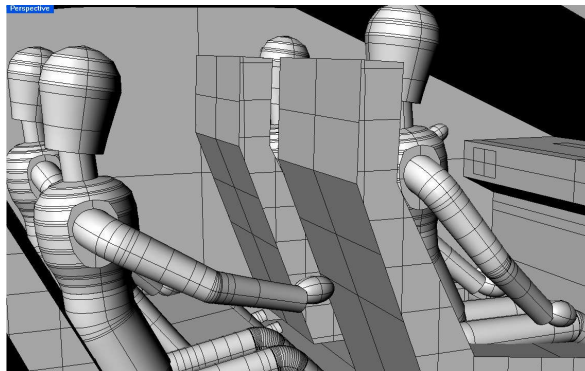


Fig: A. En nuestro caso un claro ejemplo de conducción de flujo de calor es la presente entre los asientos del habitáculo y los cuerpos *dumys*. (Fuente: Rhinoceros v.4, fichero dtm.)

En la conducción por una pared compuesta, el calor atraviesa paredes de diferente conductividad y diferentes materiales, impulsada por una diferencia de temperaturas.

En general si tenemos una pared compuesta el problema a resolver se centrará en la determinación del flujo de calor una vez conocidas las conductividades, espesores de dichas paredes y la diferencia de temperaturas interna y externa.

A.6. Flujo plano unidimensional.

En este caso tanto el flujo de calor Q , como la densidad de flujo q son constantes en cada pared. La resolución de este modelo se limita a resolver la ecuación del flujo plano unidimensional:

$$Q = S_i k \frac{T_{i1} - T_{i2}}{e_i} \quad (\text{A.8})$$

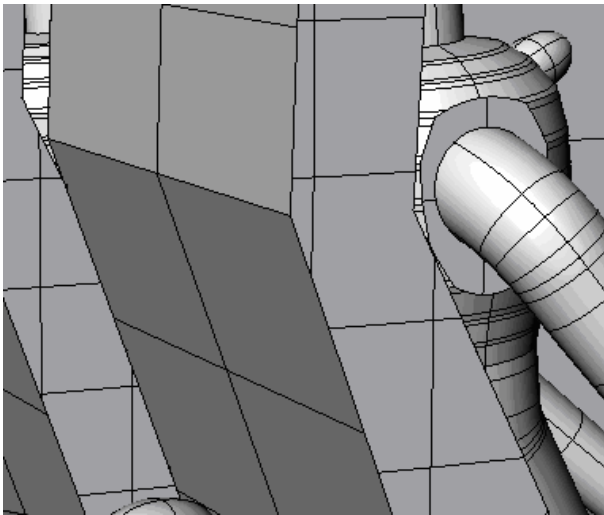


Fig: A.1. Caso real a tratar

(Fuente: Rhinoceros v.4)

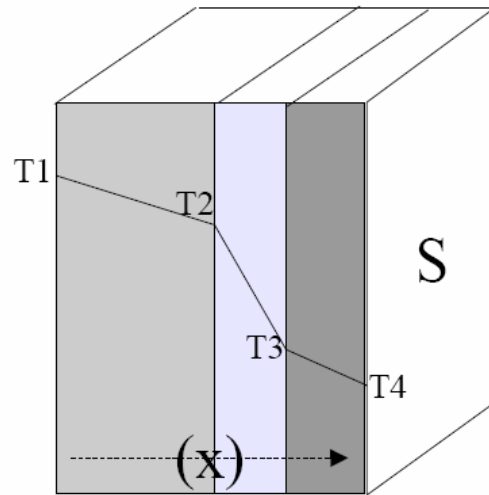


Fig: A.2. Simplificación.

(Fuente: www.industria.uda.cl, 2008 [11]).

Donde S_i es la superficie de transferencia, siendo e_i el espesor de la placa i , T_{i1} y T_{i2} las temperaturas de cada extremo y la conductividad k del material de origen de dicha placa.

Así pues para el caso de un encadenado de diferentes placas de diferente espesor, con respectiva pareja de temperaturas extremas se obtiene la expresión;

$$Q = \frac{(T_4 - T_1)}{\left(\frac{e_1}{k_1 S} + \frac{e_2}{k_2 S} + \frac{e_3}{k_3 S} \right)} = S \frac{(T_4 - T_1)}{\left(\frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} \right)} \quad (\text{A.9})$$

Cabe destacar que los cocientes $e / k S$ nos definen la resistencia (Rs) de cada pared al paso del calor, esto nos da pie a suponer que las uniones entre paredes no son perfectas e introducen cierta resistencia que se puede tener en cuenta por el coeficiente de resistencia de la unión Ru_i del que existe cierta información bibliográfica (Costa Novella y Cols., 1985 [4]).

A.7. Flujo radial cilíndrico.

En este caso el flujo de calor Q se mantiene constante excepto la densidad q que varia con el radio. De esta manera podríamos expresar este flujo de forma análoga a la ecuación (A.8) haciendo uso del área media logarítmica.

$$Q = (S_i)_{ml} k \frac{T_{i1} - T_{i2}}{e_i} \quad (\text{A.10})$$

Donde $(S_i)_{ml}$ es la media logarítmica de la pared i . En consecuencia para un grupo de paredes encadenadas la expresión quedará de la siguiente manera;

$$Q = \frac{(T_4 - T_1)}{\left(\frac{e_1}{k_1 (S_1)_{ml}} + \frac{e_2}{k_2 (S_2)_{ml}} + \frac{e_3}{k_3 (S_3)_{ml}} \right)} \quad (\text{A.11})$$

Siendo nuevamente $e / k (S)_{ml}$ las resistencias de las diferentes paredes cilíndricas (Rs_n)

A.8. Flujo radial esférico.

Este podríamos deducirlo directamente de la expresión anterior, cambiando únicamente la denominación de las resistencias, donde el concepto sigue siendo el mismo.

$$Q = \frac{(T_4 - T_1)}{(R_{s1} + R_{s2} + R_{s3})} \quad (\text{A.12})$$

A.9. Expresión general para el caso de paredes múltiples.

De esta guisa pues, podemos llegar a una expresión genérica para el caso de contacto múltiple entre n paredes. Siendo T_1 y T_{n+1} las temperaturas de los extremos, e_i los espesores de las respectivas paredes, k la conductividad de las mismas y, si dispone de ellos, R_{ui} los coeficientes de resistencia de contacto.

$$Q = \frac{(T_{n+1} - T_1)}{\sum_i (R_{s_i} + R_{u_i})} \quad (\text{A.13})$$

A.10. Transmisión de calor por convección.

La transmisión de calor en los líquidos y gases rara vez tiene lugar por conducción, ya que la contribución del transporte másico es significativa.

Pongamos por ejemplo el caso de un radiador de aceite en una habitación, el calor se transmite desde su superficie al volumen de aire que lo rodea por convección, o la refrigeración de un reactor nuclear, o la de un motor de explosión...etc.

Ahora sugerimos estudiar como cuantificar la contribución por convección cuando hay intercambios entre una superficie sólida, donde la temperatura se conoce, y donde hay la presencia de un fluido que la baña.

Las dos tipologías que encontramos de convección son:

La *convección natural*, donde el movimiento del fluido es generado por una diferencia de densidades también propiciada por una temperatura.

Y la *convección forzada*, ya que se produce a partir de la ayuda de elementos mecánicos.

También destacar de la posibilidad de producirse cambios de estado, como otras interfaces diferentes a las de sólido-fluido, que en el presente proyecto no se estudiarán.

A.11. Transmisión de calor entre dos ambientes separados por una pared simple.

De la misma manera que en el caso de la conducción por paredes múltiples. La ecuación plantea que Q , el flujo de calor, pasa de un ambiente (que arbitrariamente llamaremos interno, a una temperatura T_1) a la superficie interna de la pared S_i (que se encuentra a T_1). De ahí por conducción a la superficie externa de la pared (S_e , T_2) y finalmente al otro ambiente (cuya temperatura denominaremos T_e)

$$Q = h_i S_i (T_i - T_1) = S_G k \frac{(T_1 - T_2)}{e} = h_e S_e (T_2 - T_e)$$

(A.14)

Donde **h** es el coeficiente individual de transmisión de calor, el cual se suele obtener mediante diversos módulos adimensionales que luego, despejando debidamente se obtiene h , los módulos son los siguientes;

<i>Nombre</i>	<i>Expresión</i>
Nusselt (Nu)	$Nu = \frac{h D}{k}$
Stanton (St)	$St = \frac{h}{C_p G} = \frac{Nu}{Re Pr}$
Reynolds (Re)	$Re = \frac{v D \rho}{\mu} = \frac{G D}{\mu}$
Prandtl (Pr)	$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$
Grashof (Gr)	$Gr = \frac{g D^3 \rho}{\mu} (\beta \Delta T)$

<i>Nombre</i>	<i>Expresión</i>
Condensación (Co)	$Gr = \frac{g D^3 \rho}{\mu} \left(\frac{\lambda}{C_p} \Delta T \right)$
Pecklet (Pe)	$Pe = \frac{D G C_p}{k}$
Factor de forma	L/D
Graetz (Gz)	$Gz = Re Pr \frac{D}{L}$

Tabla: A. Diferentes maneras de hallar h . (Fuente: www.industria.com, 2008 [11]).

Donde h es el coeficiente individual por convección; L , longitud; D , diámetro; k , conductividad térmica; C_p , capacidad calorífica; G , densidad de flujo másico; v , velocidad; δ , densidad; μ , viscosidad; β , coeficiente de dilatación; λ , calor latente de vaporización; ΔT , diferencia de temperaturas superficie-fluido.

S_G es la superficie media generalizada de la superficie, con lo que la ecuación que presentaremos a continuación servirá para cualquier geometría, y e es el espesor de la pared.

Despejando se llega a una expresión cercana a la (A.11) pero que contiene los coeficientes individuales h_c de los dos contactos ambiente-superficie.

$$Q = \frac{(T_i - T_e)}{\left(\frac{1}{h_i S_i} + \frac{e}{k(S)_G} + \frac{1}{h_e S_e} \right)} \quad (\text{A.15})$$

A.12. Transmisión del calor entre dos ambientes separados por una pared.

En la mayoría de problemas reales, la pared que separa los ambientes es compuesta. Basta con incluir varias paredes, donde deberá cumplirse;

$$Q_i = Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_e$$

De esta manera se llega a la siguiente ecuación;

$$Q = \frac{(T_i - T_e)}{\left(\frac{1}{h_i S_i} + \frac{e_1}{k_1(S_1)_G} + \frac{e_2}{k_2(S_2)_G} + \frac{e_3}{k_3(S_3)_G} + \frac{1}{h_e S_e} \right)} \quad (\text{A.16})$$

A.13. Caso generalizado en convección.

Llegado a este punto podemos hacer referencia a una ecuación genérica y análoga a la (A.16). Utilizando el mismo concepto de resistencia al paso del calor presentado con anterioridad la ecuación queda más sencilla y fácil de recordar. Siendo así;

$$Q = \frac{(T_i - T_e)}{R_i + \sum_j R_{s_j} + \sum_z R_{u_z} + R_e} \quad (\text{A. 17})$$

Donde:

- R_1 es la resistencia del contacto entre el ambiente interno y la superficie interna, y saber que; $R_1 = 1 / h_i S_i$
- R_e es el lado externo; $R_e = 1 / h_e S_e$
- Cada uno de los R_{sj} es la resistencia de cada una de las capas de la pared

$$R_{sj} = \frac{e_j}{k_j (S_j)_G}$$

- Los términos R_{uz} representan las posibles resistencias existentes entre las uniones de paredes. Únicamente aparecen en algunos casos, en la mayoría de ellos se desprecia

A.14. Transmisión de calor por radiación.

Considerado el tercer mecanismo de transmisión de calor, el intercambio de radiación es siempre importante a altas temperaturas pero en circunstancias determinadas también lo es a temperatura ambiente.

Se puede realizar un tratamiento generalizado incluyendo la radiación en la ecuación de continuidad como un componente adicional de transporte material en un fluido que no se mueve (el espacio) y una velocidad de transferencia que es la de la luz.

Los dos aspectos fundamentales son la caracterización de la emisión de las fuentes y la caracterización de las propiedades receptoras. Finalmente, puesto que todo cuerpo es a la vez emisor y receptor, plantear el intercambio (flujo Q_R) en base a una fuerza impulsora (por definir), tamaño de los cuerpos y coeficiente de proporcionalidad .

ANEXO B. CARACTERIZACIÓN DE LAS FUENTES EMISORAS

B.1. Emisión de radiación térmica.

Cualquier cuerpo a temperatura $T > 0K$ emite energía radiante que tiene una potencia y una distribución espectral. (www.ual.es,2008 [10])

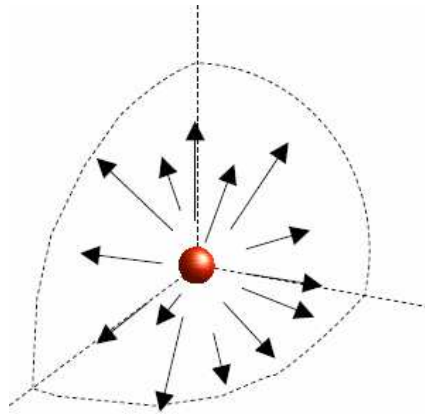


Fig: B. Fuente puntual de radiación que emite en todas las direcciones del espacio ($4\pi R^2$ radianes)
(Fuente: www.ual.es,2008 [9]).

La distribución espectral da la información sobre el “color” de la radiación entendido en un sentido amplio, y esta dice que la energía emitida está compuesta de muchas longitudes de onda “colores” (muchos de los cuales no vemos, pero que nos irradian calor (infrarrojos), o nos queman la piel (ultravioletas) o que incluso nos atraviesan (rayos X), o nos pueden llegar a matar (rayos gamma).

La potencia es el caudal energético emitido y tiene como particularidad que se emite en todas las direcciones del espacio. De tal forma que entenderemos que una fuente puntual de 1 *Wattio* emite 1 *Julio* por segundo en todas las direcciones del espacio. Si la fuente es extensa se puede considerar la potencia como una densidad lineal, superficial o volumétrica de emisión.

B.2. Espectro de emisión del cuerpo negro: LEY DE PLANK.

Plank, a principios de siglo, dedujo la ley que da la distribución de la radiación emitida por un cuerpo negro, que se encuentra a una determinada temperatura T .

Sirve también para determinar la T a la que se encuentra el cuerpo estudiando su distribución. Para esto es particularmente importante la ley de **Wien**, deducida derivando la de **Plank** y que también se omite.

Finalmente, integrando la ecuación de **Plank**, se obtiene la ley de **Stefan-Boltzmann**.

B.3. Potencia de emisión del cuerpo negro: LEY DE STEFAN-BOLTZMAN.

Da el poder emisor del cuerpo negro W_R , (definido como densidad de flujo emitido por unidad de superficie, $W_R = W_R / S_E$) que resulta ser función únicamente de la temperatura absoluta (el subíndice CN indica cuerpo negro).

$$\begin{aligned}(W_R)_{CN} &= S_E \sigma T^4 \\ (w_R)_{CN} &= \sigma T^4\end{aligned}\tag{B.1}$$

Donde:

$$\sigma = 5,71 \cdot 10^{-8} \text{ (J m}^{-2} \text{ s}^{-1} \text{ K}^{-4}) = 4,92 \cdot 10^{-8} \text{ (Kcal m}^{-2} \text{ h}^{-1} \text{ K}^{-4})$$

B.4. Potencia de emisión del cuerpo gris: emisividad ϵ .

En la realidad los cuerpos se desvían un poco del comportamiento perfecto emitiendo siempre una cantidad inferior a la correspondiente al cuerpo negro. Éstos se denominan cuerpos grises (cuando se comportan de forma idéntica para todas las longitudes de onda) y su potencia radiante se mide utilizando el coeficiente denominado emisividad.

$$w_R = \epsilon \sigma T^4 \quad (\text{B.2})$$

Donde E es un dato experimental que se obtiene comparando w de un cuerpo gris con el que daría un cuerpo negro w_{cn} siendo $\epsilon = w/w_{cn}$. ϵ donde ϵ es siempre menor a uno.

Les presentamos algunos ejemplos de emisividad a continuación:

<i>Sustancia</i>	<i>Estado</i>	<i>T °C</i>	ϵ
Aluminio	Pulimentado	25	0,040
	Oxidado	200-600	0,000
Cobre	Pulimentado	115	0,023
	Oxidado (negro)	25	0,780
Latón	Pulimentado	0-300	0,096
	Mate	50-350	0,220
Zinc	Pulimentado	220-320	0,000
Agua		0-100	0,000
Ladrillo	chamota vidriado	20	0,750
	rojo	1100	0,930
Yeso		20	0,903

Tabla: B. De emisividades normales para algunos materiales. (Fuente: www.ual.es, 2008 [10])

B.5. Cálculo del aporte por radiación térmica.

Este se basa en la determinación de dos conceptos;

- ¿Que parte de la energía emitida por el cuerpo 1 alcanza el cuerpo 2?
- ¿Que parte de la energía que alcanza el cuerpo 2 es absorbida y convertida en calor?

B.6. Factor de visión.

Si el cuerpo 2 rodea completamente el cuerpo 1 entonces 2 capta la energía que emite 1 en todas las direcciones del espacio, esta tendría la forma;

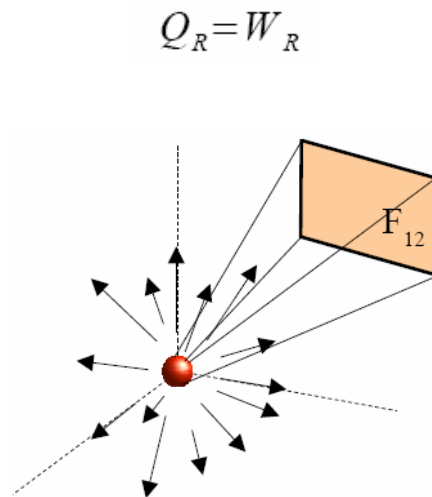


Fig: B.1. Recepción de la energía emitida desde una fuente emisora a una superficie receptora. (Fuente: www.ual.es, 2008 [10])

Siendo S_R la superficie normal expuesta por el cuerpo receptor. La fuente emite en todas las direcciones del espacio, por lo que a la distancia d la radiación emitida se reparte sobre una esfera de área $(4\pi d^2)$. Aceptando que d es mucho más grande que las dimensiones de la fuente emisora, considerándose esta puntual y su reparto homogéneo.

Así pues la porción de radiación interceptada será:

$$F_{12} = \frac{S_R}{4\pi d} \quad (\text{B.3})$$

Donde F_{12} es el factor de visión.

B.7. Factores de absorción o absortancias.

Es un factor que tiene en cuenta que solo una parte de la radiación interceptada se absorbe y se convierte en calor. Es un número siempre menor que la unidad y se representa por a_{12} . Entonces, teniendo en cuenta el flujo de calor queda:

$$Q_R = a_{12} F_{1-2} W_R = a_{12} F_{1-2} S_E \sigma T^4 \quad (\text{B.4})$$

En metales podemos adoptar que $a = \epsilon$.

En no metales a varía bastante con T , que hay que hayarla en tablas o gráficas como la que se presenta a continuación:

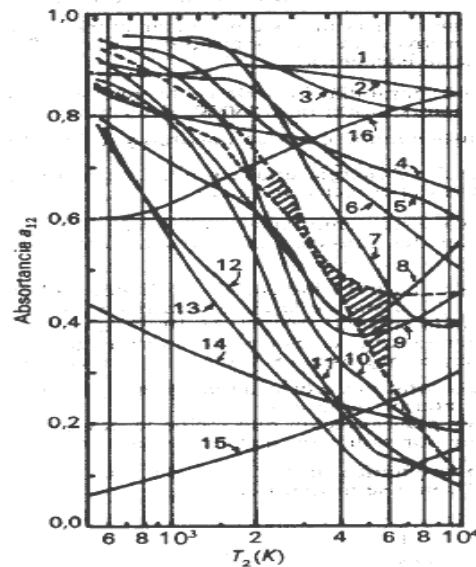


Fig: B.2. Tabla de valores de absortancias para temperaturas determinadas. (Fuente: www.ual.es, 2008 [10])

B.8. Ecuaciones para el intercambio de calor por radiación.

Ya nos habremos dado cuenta de que no existe tal cosa como fuente o emisor exclusivo, ya que, dado un receptor, en cuanto su temperatura aumente, también aumenta su intensidad de emisión, es cuando la fuente original se convierte en receptora. De hecho, dos cuerpos aislados en el espacio alcanzarán su equilibrio térmico como si estos estuviesen en contacto, haciendo que fuente y emisor sean indistinguibles. Fuera de este equilibrio térmico se produce un intercambio de calor.

La magnitud de este intercambio de calor, depende en su mayoría de la geometría, temperaturas, emisividades, y absortancias.

A continuación presentaremos una serie de casos donde se ven implicados térmicamente una pareja de cuerpos, las ecuaciones que participan en el intercambio son:

B.9. Dos superficies muy cercanas.

Se acepta que $F_{12} = F_{21} = 1$ (muy cercanas) y $a_{12} = a_{21}$ (si fuesen negras).

Entonces, el flujo que se establece del cuerpo 1 al 2 es:

$$(Q_R)_{12} = 5,71 \cdot 10^{-8} S_1 (\epsilon_1 (T_1)^4 - a_{12} (T_2)^4) \quad (B.5)$$

B.10. Dos superficies negras lejanas.

A partir de un balance energético se obtiene:

$$(Q_R)_{12} = 5,71 \cdot 10^{-8} S_1 ((T_1)^4 - (T_2)^4) F_{1-2} \quad (B.6)$$

B.11. Dos superficies grises.

Se da cuando el calor que se intercambian dos superficies es mucho mayor que el intercambiado con terceras.

La ecuación por analogía con (Eq.22) se escribe de la siguiente manera;

$$(Q_R)_{12} = 5,71 \cdot 10^{-8} S_1 \left((T_1)^4 - (T_2)^4 \right) \phi_{1-2} \quad (\text{B.7})$$

Donde ϕ_{1-2} es un factor que tiene en cuenta las propiedades de emisión recepción, los factores de visión y la circunstancia de que se pueden producir rebotes sucesivos de la energía entre los cuerpos 1 y 2. Un modelo que se puede utilizar ampliamente, obtiene este factor como suma de una serie infinita que resulta ser;

$$\phi_{12} = \frac{1}{\frac{1}{F_{1-2}} + \left(\frac{1}{\epsilon_1} - 1 \right) + \frac{S_1}{S_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)} \quad (\text{B.8})$$

ANEXO C. GENERALIDADES DEL SOL.

C.1. Introducción.

El origen de casi toda la energía que utilizamos en la tierra se encuentra en nuestro gran astro el Sol. Este es una estrella del grupo de enanas. En su núcleo se producen reacciones termonucleares de fusión, donde cuatro protones de hidrógeno se unen para formar un átomo de helio. (A. Mitjà, E. Batalla, 1982 [1].)

El Sol está formado aproximadamente por un 70 % de H y un 27% de He. Estos gases están retenidos por la elevada gravedad existente, ya que la masa solar es de 199×10^{25} Tm, siendo equivalente a la masa de la Tierra multiplicada por 332.500 veces. El radio solar es de 690.000 Km. y la distancia a la Tierra es de 1.49×10^8 Km.

La superficie del Sol está a una temperatura de 5.762 °K. En el núcleo, es del orden de 8×10^6 °K. La densidad es de 80 a 100 veces la del agua, y la presión es de $1,1 \times 10^{10}$ Kg/cm².

Si R es el radio solar, el 90% de la energía se produce en un área de 0 a 0.23 R, en la cual se encuentra el 40 % de la masa solar. A una distancia de 0.7 R del centro, la temperatura ha disminuido hasta los 130.000 °K. De forma paralela se produce una disminución de la densidad hasta el punto en que la convección de los gases empieza a ser importante, es por esto que la zona comprendida entre 0.7 R a 1 R se conoce como Zona de convección. En el interior de esta zona, la densidad es de 10^{-8} gr/cm³, mientras que la temperatura alcanza valores del orden de 5.000 °K.

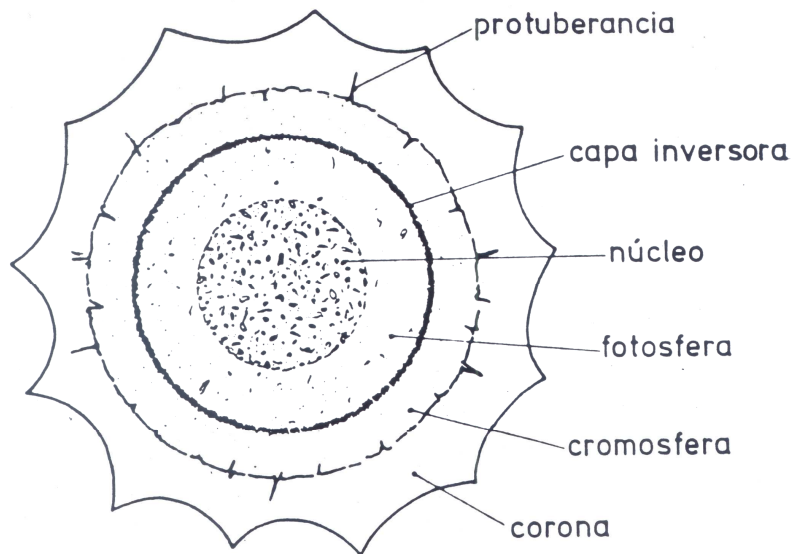


Fig: C. Definición de las partes principales del Sol. (Fuente: A. Mitjà, E. Batalla, 1982 [1].)

La superficie del Sol está formada por células irregulares en convección continua con unas dimensiones que varían de 1.000 a 3000 Km² estando su vida reducida a unos pocos minutos.

La capa superior de la zona donde se producen los movimientos de convección se denomina *fotosfera* con una densidad 10^{-4} veces la densidad del aire. La *fotosfera*, esencialmente opaca, ya que los gases que la constituyen se encuentran fuertemente ionizados, siendo capaces de absorber la energía del interior y emitir un espectro continuo de radiación. Esta capa es la principal fuente de radiación emitida por el Sol al espacio.

Por encima de la *fotosfera* se encuentra una capa gaseosa de temperatura y densidad inferiores, llamada *capa inversora*. Esta se encuentra en la atmósfera solar y tiene un grosor de algunos centenares de kilómetros.

A continuación se encuentra la *cromosfera* de unos 10.000 km de grosor y con una densidad menor a la de la *fotosfera* siendo, en cambio, su temperatura superior a la de esta.

Y finalmente la capa más exterior de todas, la *corona solar*. De muy baja densidad y con una temperatura de 10^6 °K.

Des del punto de vista energético, consideraremos el Sol como un cuerpo negro emisor de energía a 5762 °K.

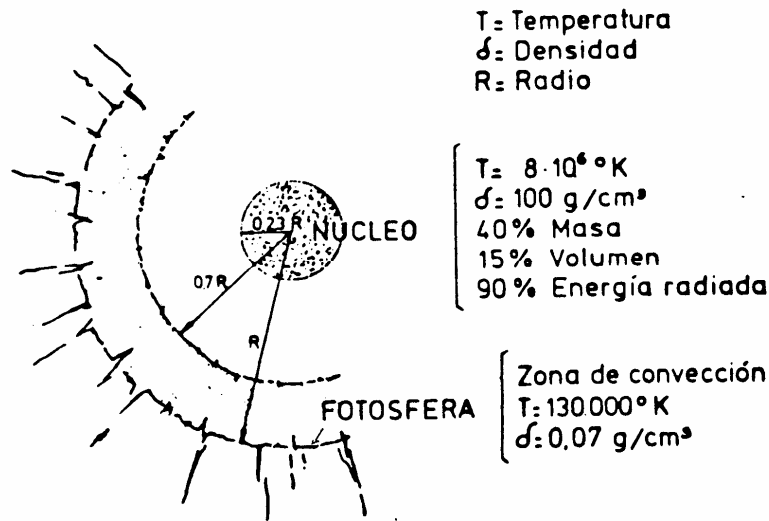


Fig: C.1. Características de las diferentes capas del Sol. (Fuente: A. Mitjà, E. Batalla, 1982 [1])

C.2. Características de la radiación solar. La constante solar

Las características del Sol y su relación espacial con la Tierra dan el resultado de una intensidad fija de radiación solar al exterior de la atmósfera terrestre. La constante solar es la energía recibida por unidad de tiempo encima de la unidad de superficie (perpendicular a la radiación extraterrestre) según una distancia mediana anual Tierra-Sol.

Inicialmente la constante solar se calculaba a partir de medidas realizadas a nivel del suelo,. Actualmente al disponer de satélites y naves espaciales ha sido posible la medición directa de la intensidad de la radiación solar más allá de la atmósfera, obteniéndose el siguiente valor de la constante solar I_{sc} ;

$$1.353 \text{ W / m}^2 = 1.940 \text{ Cal / cm}^2 \times \text{min.} = 4.871 \text{ KJ / m}^2 \times \text{h.}$$

A partir de diversas mediciones se ha determinado que las variaciones de la radiación emitida por el Sol son probablemente superiores al 1.5 % y si se tiene en cuenta la variación de la distancia Tierra-Sol las variaciones son del orden de $\pm 3 \%$.

$$I_{sc} = I_{sc} \left(1 + 0'034 \cdot \cos \frac{360 \cdot n}{365} \right)$$

Donde n = día del año

C.1)

La variación de la radiación extraterrestre en función de los meses del año viene definida en el siguiente gráfico de la figura C.2;

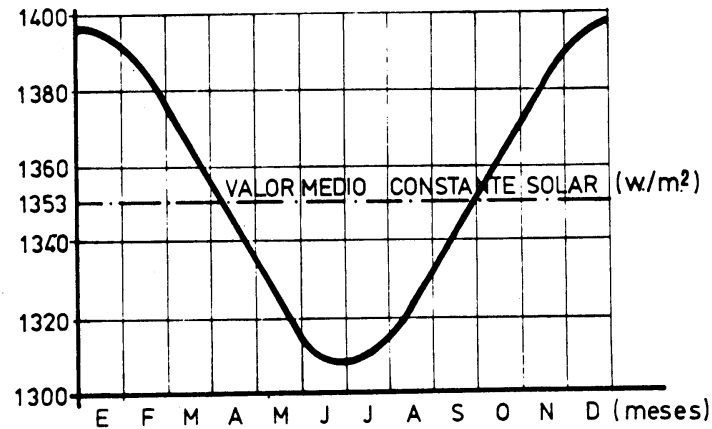


Fig: C.2. Radiación extraterrestre en función de los meses del año. (Fuente: A. Mitjà, E. Batalla,1982 [1])

C.3. El espectro solar.

En el momento en que conocemos la energía emitida por el Sol, es importante saber también cual es su distribución espectral. (Ver figura C.3)

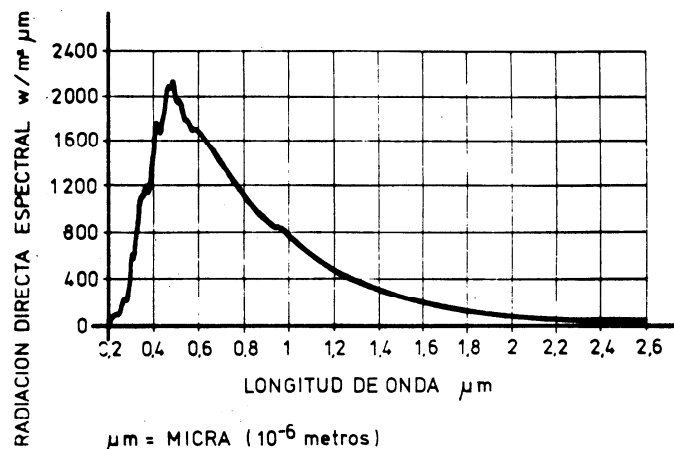


Fig: C.3. Representación de la radiación directa. (Fuente: A. Mitjà, E. Batalla,1982 [1])

Considerando las bandas de longitud de onda 0.38 (radiación ultravioleta), 0.38 – 0.78 (radiación visible), a partir de 0.78 (radiación infrarroja), y sumando la energía correspondiente a estas bandas se obtiene el valor de la constante solar;

$$I_{sc} = 1.353 \text{ W / m}^2$$

BANDA	ULTRAVIOLETA	ZONA VISIBLE	INFRARROJA
Longitud de onda	0 - 0'38	0'38 - 0'78	0'78 -
Porcentaje de energía	7 %	47'29 %	45'71 %
Potencia W / m²	95	640	618
Potencia total W / m²		1.353	

Tabla: C. Características de las diferentes formas de luz. (Fuente: Corretger J.M., 2007 [3]).

C.4. Distribución de la energía del sol a la Tierra

La cantidad de energía solar interceptada por la Tierra es de 1.7×10^{14} Kwh por año. El consumo mundial de energía por año equivalente al de carbón gas, petróleo y electricidad es de unos 60×10^{12} Kwh, el que representa la 25.000-ésima parte de la energía solar que recibe nuestro planeta.

Aproximadamente, el 30 % de la energía solar se refleja hacia el espacio; el 47 % calienta la superficie de la Tierra, la atmósfera y los océanos. Este último porcentaje de energía es nuevamente emitido lentamente hacia el espacio en forma de calor. Cerca del 23 % interviene en la evaporación de las aguas de los lagos, mares y océanos, las cuales precipitarán posteriormente en forma de lluvia para volver a su lugar de origen a través de los cursos fluviales.

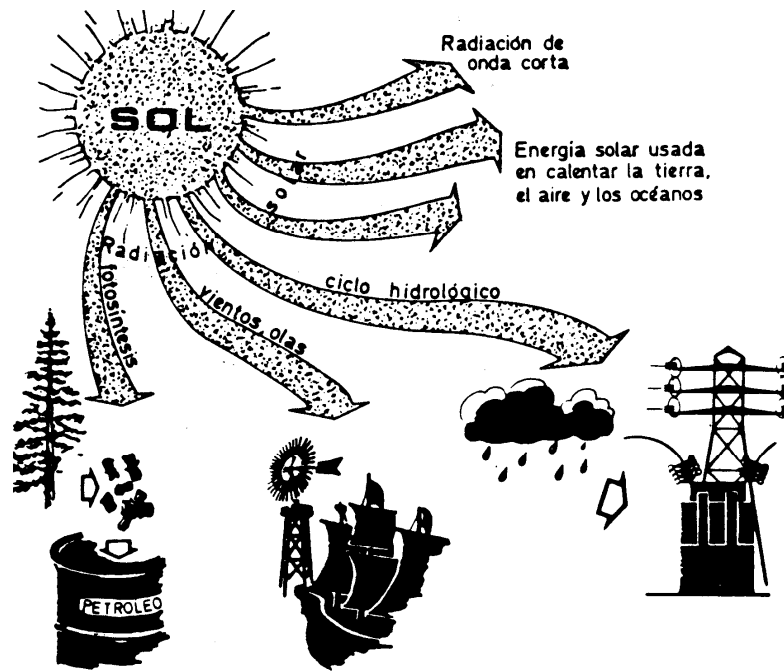


Fig: C.4. El sol como fuente de energía y vida. (Fuente: A. Mitjà, E. Batalla, 1982 [1])

C.5. Cinemática del sol

Para poder determinar con precisión la intensidad de la energía que podemos captar, es importante que consideremos las posiciones de la Tierra respecto al Sol (duración de día-noche, variación de la intensidad según la estación, etc.)

De todos los planetas del Sistema Solar, la Tierra es el tercero más próximo al Sol. Su órbita es elíptica, con una excentricidad del 3.3 % siendo el Sol uno de sus focos. El periodo de translación es de 356 días y 6 horas.

El plano que contiene esta órbita se le hace llamar *plano de la eclíptica*, porque en él se dan los eclipses de Sol y Luna. El eje de rotación de la Tierra forma un ángulo de $23^{\circ} 27'$ con la normal al plano de la eclíptica, siendo este ángulo el responsable a lo largo del año de la variación de la duración de los días y noches así como del cambio de las estaciones.

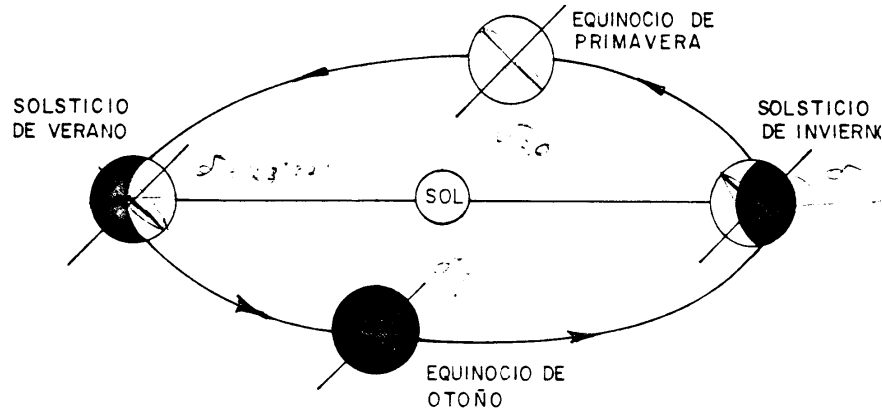


Fig: C.5. Ciclo solar. (Fuente: A. Mitjà, E. Batalla,1982 [1])

Las posiciones relativas del Sol y la Tierra determinan básicamente el comienzo de las cuatro estaciones del año: los dos solsticios (invierno y verano) y los dos equinoccios (primavera y otoño)

En el solsticio de invierno (22 de Diciembre) el Polo Norte se encuentra en la posición más lejana de la trayectoria de los rayos solares y todos los puntos de la superficie terrestre de latitud superior a 66.5° N tienen las noches de 24 horas, mientras que los puntos de latitudes superiores a 66.5° S los días son de 24 horas.

En el solsticio de verano (22 de Junio), la situación se invierte y en los equinoccios de primavera y otoño (22 de Marzo y 22 de Septiembre) los dos polos terrestres equidistan del Sol. Esto significa que la duración de la noche es igual a la del día.

ANEXO D. INTENSIDAD INSTANTANEA DE RADIACIÓN EXTRATERRESTRE (I_o).

Se define como la que incide sobre una superficie-unidad orientada de tal forma que su normal forma un ángulo θ con los rayos solares. (Corretger J.M., 2007 [3]).

$$I_o = r \cdot I_{sc} \cos \theta \quad I_o \text{ medido en } W / m^2 \quad (D.1)$$

Donde;

$$\cos \theta = \cos (\phi - S) \cdot \cos \omega \cdot \cos \delta + \sin (\phi - S) \cdot \sin \delta \quad (D.2)$$

El ángulo S es el formado por la superficie mencionada y la horizontal. Si dicha superficie es horizontal, entonces $S = 0$, quedando la expresión;

$$\cos \theta = \cos \phi \cdot \cos \omega \cdot \cos \delta + \sin \phi \sin \delta \quad (D.3)$$

Definimos r como el cuadrado de la relación d_{media} / d_{real} de las distancias Sol – Tierra, que varían a lo largo del año.

Entonces la ley de variación de r en función del día n del año vale;

$$r = 1 + 0'034 \cos (360 n / 365) \quad (D.4)$$

El campo de variación de r es de 1. 034 en Enero, y de 0. 967 en Julio.

$$r = 1 + 0'034 \cos (360 n / 365) \quad (D.5)$$

El campo de variación de r es de 1'034 en Enero, y de 0'967 en Julio.

D.2. Energía total recibida por una superficie extraterrestre horizontal.

Se obtiene al integrar la curva de potencias a lo largo del intervalo de tiempo considerado sobre una superficie-unidad. , tenemos que:

$$H_o = 24/\pi \cdot 3'6 \cdot r \cdot I_{sc} [\cos \phi \cdot \cos \delta \cdot \text{sen } \omega_s + (2\pi\omega_s \cdot \text{sen } \phi \cdot \text{sen } \delta) / 360]$$

(D.6)

H_o expresado en KJ.

Este valor representa la energía recibida por una superficie extraterrestre horizontal durante un día (entre la salida y la puesta de Sol).

Si la superficie forma un ángulo S con el plano del Ecuador;

$$H_{ot} = 24/\pi \cdot 3'6 \cdot r \cdot I_{sc} [\cos (\phi - S) \cdot \cos \delta \cdot \text{sen } \omega_s + (2\pi\omega_s \cdot \text{sen } (\phi - S) \cdot \text{sen } \delta) / 360]$$

(D.7)

De la misma forma se calcularían los valores de la radiación horaria extraterrestre sobre superficie horizontal o sobre superficie inclinada.

En todos los casos: $\omega_s = \arccos (-\text{tg } \phi \cdot \text{tg } \delta)$

(D.8)

En multitud de ocasiones es interesante calcular el valor medio mensual de radiación extraterrestre sobre superficie horizontal, representándose por H_o . Se trata de sumar los valores de cada día y calcular el valor medio mensual.

Otra posibilidad es la de calcular el valor medio mensual considerando el de un día tipo de cada mes, es decir, aquel día del mes que tiene una radiación total igual a la media del mes. Los días recomendados son los de la tabla de la figura D.

Día recomendado como valor medio mensual de cada mes		
Mes	Día del año	Fecha
Enero	17	17 de Enero
Febrero	47	16 de Febrero
Marzo	75	10 de Marzo
Abril	105	15 de Abril
Mayo	135	15 de Mayo
Junio	162	12 de Junio
Julio	198	17 de Julio
Agosto	228	10 de Agosto
Septiembre	258	15 de Septiembre
Octubre	288	15 de Octubre
Noviembre	318	16 de Noviembre
Diciembre	344	10 de Diciembre

Fig: D. Dias del año recomendados para el estudio. (Fuente: Corretger J.M., 2007 [3])

D.3. Índice de nubosidad.

El índice de nubosidad es el valor por el que se tiene que multiplicar la radiación extraterrestre para calcular el valor de la radiación global incidente sobre una superficie horizontal de la Tierra. Se representa por K_t .

$$K_T = H / H_o \quad (D.9)$$

El campo de variación de K_t se sitúa entre los valores de 0.3 y 0.75.

La causa del fenómeno está en que la radiación solar que penetra en la atmósfera es parcialmente absorbida y dispersada por los componentes de esta; nubes, vapor de agua, ozono, CO_2 y partículas en suspensión.

Los valores de K_t se pueden calcular para intervalos horarios o diarios.

D.4. Radiación directa y difusa.

Los valores de H se han evaluado para diferentes localidades, y son el resultado de sumar dos tipos de radiación: la que procede directamente del Sol, denominada *radiación directa*, y la que proviene de la propia atmósfera, y se denomina *radiación difusa*.

ANEXO E. LA MECÁNICA DE FLUIDOS

Introducción.

Debido que en la simulación de este proyecto se tocan aspectos de la rama de mecánica de fluidos hemos creído conveniente definir los conceptos más importantes.

La mecánica de fluidos es la rama de la mecánica de medios continuos, que a su vez es una rama de la física, que estudia el movimiento de los fluidos (gases y líquidos) así como las fuerzas que los provocan. La característica fundamental que define a los fluidos es su incapacidad para resistir esfuerzos cortantes (lo que provoca que carezcan de forma definida).

También estudia las interacciones entre el fluido y el contorno que lo limita. La hipótesis fundamental en la que se basa toda la mecánica de fluidos es la hipótesis del medio continuo.

E.1 El fluido.

El fluido es una sustancia o medio continuo que se deforma continuamente en el tiempo ante la aplicación de una sollicitación o tensión tangencial sin importar la magnitud de ésta.

También se puede definir un fluido como aquella sustancia que, debido a su poca cohesión intermolecular, carece de forma propia y adopta la forma del recipiente que lo contiene.

La diferencia entre líquidos y gases está en las fuerzas intermoleculares, siendo importante en los líquidos donde se define el volumen de la sustancia.

Estos son muy poco compresibles. En cambio con los gases pasa todo lo contrario, las fuerzas intermoleculares son muy pequeñas y esto hace que no se determine un volumen de sustancia.

E.2. Propiedades del fluido. Densidad

La densidad se define como el cociente entre la masa de un cuerpo y el volumen que ocupa. Así, como en el S.I. (Sistema internacional) la masa se mide en kilogramos (kg) y el volumen en metros cúbicos (m^3).

La densidad se medirá en kilogramos por metro cúbico (kg / m³). Esta unidad de medida, sin embargo, es muy poco usada, ya que es demasiado pequeña.

La expresión es:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

(E.1)

Donde;

$\rho = \text{densitat (Kg/m}^3\text{)}$

$m = \text{massa (Kg)}$

$V = \text{Volum (m}^3\text{)}$

E.3. Presión en fluidos.

El concepto de presión se define por la relación entre la fuerza ejercida sobre un cuerpo y la superficie sobre la cual se aplica, o el área de contacto, teniendo en cuenta que la fuerza F actúa de forma uniforme distribuida sobre toda la superficie S.

$$P = \frac{F}{S}$$

(E.2)

Por lo tanto, un mismo cuerpo con la misma “fuerza peso” producirá un efecto de más o menos presión, en función inversa a la superficie de contacto del cuerpo con el otro. A más superficie de contacto, menos presión, al igual que en el caso inverso.

A nivel de tierra se detecta una presión denominada *presión atmosférica*, que es la que actúa sobre la tierra por la atmósfera que la envuelve con una altura de más de 100 km. El valor de esta variará en función de la diferencia precisamente de altura con respecto al de referencia.

E.4. Viscosidad.

La viscosidad de un fluido μ es la propiedad que determina la resistencia de este, opuesta a las fuerzas cortantes o tangenciales V . Se pone de manifiesto, fundamentalmente, por las interacciones producidas entre las moléculas de fluido.

Si a un fluido como el de la figura, entre dos placas planas y paralelas de grandes dimensiones, una fija y la otra móvil, de superficies S y separadas una pequeña distancia e , se aplica una fuerza F a la plana superior que está en movimiento a una velocidad constante v , el fluido de contacto con la plana móvil se adhiere, moviéndose a la misma velocidad v , mientras que el fluido esta en contacto con la deformación, de manera parecida a como queda una baraja de cartas extendida sobre una mesa.

Esta deformación será diferente según la fuerza F , la velocidad v , la superficie S de la placa y la distancia de separación Y , y por supuesto, que será determinante la naturaleza del fluido.

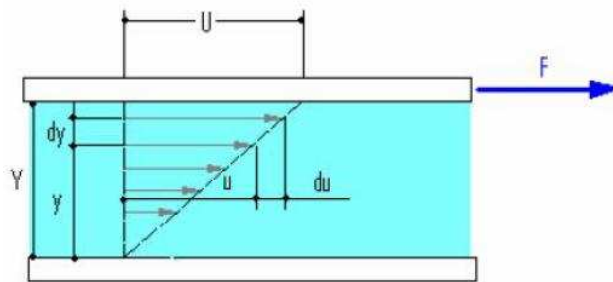


Fig: E. Representación de los efectos de la viscosidad. (Fuente: Mataix C. 1982, [7])

Así pues por semejanza de triángulos de la figura E, el término $\frac{U}{Y}$ se puede substituir por el gradiente de velocidades $\frac{du}{dy}$. Por tanto ahora se introduce una constante de proporcionalidad, la viscosidad dinámica o absoluta μ , de tal manera que el esfuerzo cortante σ_z entre dos capas finas de fluido, se puede expresar de la forma:

$$\sigma_z = \frac{F}{A} = \mu \frac{U}{Y} = \mu \frac{du}{dy}$$

(E.3)

E.5. Flujos.

Un flujo corresponde a un fluido en movimiento. Si el fluido es ideal, la viscosidad es nula. En cambio, si el fluido es real, la viscosidad hace aparecer esfuerzos cortantes entre las partículas.

Casi siempre que hablemos de flujo de fluido nos referiremos a un fluido ideal, esto quiere decir que se considera sin viscosidad, en cambio, el fluido real si que esta afectado por esta, dando lugar la aparición de esfuerzos cortantes entre las partículas.

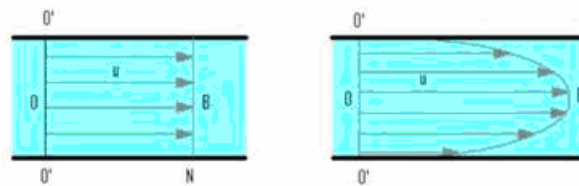


Fig: E.1. Fluido ideal Fluido real
(Fuente: Mataix C. 1982, [7])

El flujo de los fluidos pueden ser permanentes o no serlo, uniformes o no uniformes, laminar o turbulento, unidimensional, bidimensional o tridimensional, etc...

Flujo permanente y no permanente

Se le hace llamar *flujo permanente* aquel en que cualquier punto de la masa del fluido, la velocidad de las sucesivas partículas en cada instante es la misma, se dice que el fluido tiene un flujo permanente. En este caso, la velocidad es constante respecto el tiempo, y matemáticamente se puede expresar:

$$\frac{du}{dy} = 0$$

(E.4)

El *flujo no permanente*, es precisamente cuando las condiciones en un punto cualquiera del fluido varían con el tiempo. Se cumple que:

$$\frac{du}{dt} \neq 0.$$

(E.5)

Flujo uniforme, estacionario y no estacionario

Un flujo de un líquido es *uniforme* cuando el módulo, la dirección y el sentido de la velocidad no tienen variación de un punto a otro de la conducción o cañería por donde circula el fluido.

El flujo *estacionario* es aquel donde sus propiedades son constantes a lo largo del tiempo. En cambio esto no sucede con el *no estacionario* (o transitorio).

Flujo laminar y turbulento

Osborne Reynolds determinó que la transición de régimen laminar a turbulento dependía solo de un único parámetro. Este se conoce como número de Reynolds que viene determinado por:

$$Re = \frac{D v \rho}{\mu}$$

Donde:

(E.6)

Re = número de Reynolds (adimensional)

D = longitud característica del problema (m)

v = velocidad característica del problema (m)

ρ = densidad (kg / m³)

En cañerías de sección circular, cuando el número de Reynolds es menor de 2000 el régimen se considera *laminar* y cuando es más grande se considera *turbulento*.

El primer tipo se le denomina flujo laminar. En este el fluido se mueve debido al desplazamiento de las láminas de espesor infinitesimal sobre láminas adyacentes.

El segundo tipo se hace llamar flujo turbulento, donde el movimiento irregular de las partículas. La figura E.1, muestra la trayectoria seguida por una partícula en el transcurso del tiempo.

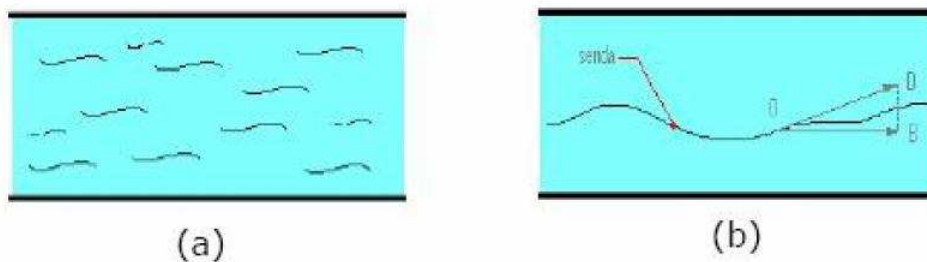


Fig: E.1. Se muestra la trayectoria seguida por una partícula en el transcurso del tiempo. (Fuente: Mataix C. 1982, [7])

Fluidos compresibles e incompresibles

También podemos clasificar los fluido como *compresibles* o *incompresibles*. En los últimos la densidad ρ tiene una variación reducida. Los líquidos se suelen considerar incompresibles. Los gases si son compresibles y su densidad varia en función de la presión absoluta y de la temperatura absoluta. Veamos la ecuación del gas ideal:

$$\frac{P}{\rho} = Pv = RT$$

Donde:

(E.7)

P = presión absoluta (Pa)

ρ = densidad (kg/m³)

v = volumen específico (1/ ρ = m³ / kg)

R = constante del gas ideal (Nm / K⁻¹ gk)

T = temperatura absoluta (K)

E.6. Líneas de corriente.

Las líneas de corriente son curvas imaginarias dibujadas a través de un fluido en movimiento, y indican la dirección de este en diferentes puntos del flujo.

La tangente en un punto de la curva representa la dirección instantánea de la velocidad de las partículas fluidas en este punto; por tanto, las tangentes a las líneas de corriente representan la dirección media de la velocidad. Como la componente de la velocidad normal a la línea de corriente es nula, es evidente que en ninguno de sus puntos no hay un flujo perpendicular a la línea de corriente.

E.7. Caudal.

Se denomina caudal de un fluido la cantidad de este que pasa a través de una sección determinada por unidad de tiempo. Se representa por la letra Q . Esta cantidad de fluido se puede expresar de dos maneras: en masa o en volumen. Los dos caudales están relacionados por la densidad del fluido, que en el caso de los gases es variable, en función de la presión y de la temperatura.

-El caudal másico se expresa en kg / s (Q_m)

-El caudal volumétrico viene dado en m^3 / s (Q_v)

E.8. Ecuación de continuidad.

La ecuación o lei de continuidad se basa en el principio de conservación de la masa.

El supuesto de un flujo permanente, la masa de fluido que pasa por cualquier sección de una corriente de fluido por unidad de tiempo es constante.

Este principio dice que la masa no puede ser creada ni destruida, es decir, que la masa de un volumen de control se ha de conservar.

Si consideramos un flujo estacionario ($\partial \rho_{VC} / dt = 0$), obtendremos la ecuación 43, denominada *ecuación de continuidad*.

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2$$

(E.8)

Donde;

$\rho = \text{densidad (Kg/m}^3\text{)}$

$v = \text{velocidad (m/s)}$

$A = \text{Sección de paso (m}^2\text{)}$

1 y 2 son dos puntos en una misma línea de corriente.

E.9. Ecuación de Bernoulli.

Ecuación conocida por teorema de Bernoulli, muy importante porque permite determinar los parámetros básicos y el comportamiento de los fluidos incompresibles que circulan en régimen laminar o estacionario, sin tener en cuenta en este caso la viscosidad del fluido.

Para una misma altura a medida que la velocidad del fluido aumenta, la presión decrece (Munson, 2000). Vemos la ecuación 44, ecuación de Bernoulli.

$$p + \rho gh + \frac{1}{2} \rho v^2 = \text{constant}$$

(E.9)

Donde;

$p = \text{presión absoluta (Pa)}$

$\rho = \text{densidad (Kg/m}^3\text{)}$

$v = \text{velocidad (m/s)}$

$h = \text{altura (m)}$

$g = \text{gravedad (m/s}^2\text{)}$

E.10. Ecuación de Navier-Stokes.

Son un conjunto de ecuaciones diferenciales que describen la variación de la velocidad, teniendo en cuenta que la fuerza actúa sobre un elemento infinitesimal. Las ecuaciones de Navier-Stokes se muestran en las ecuaciones (44), (45) y (46), para las componentes u , v , w (x , y , z) de la velocidad respectivamente.

$$-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) = \rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] \quad (\text{E.10})$$

$$-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) = \rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] \quad (\text{E.11})$$

$$-\rho g - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) = \rho \left[\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] \quad (\text{E.12})$$

Cuando las ecuaciones anteriores se utilizan para representar un fluido ideal ($\mu = 0$), estas se ven reducidas a un conjunto de ecuaciones tridimensionales denominadas *ecuaciones de Euler*.

E.11. Capa límite.

La capa límite es una zona existente alrededor de un cuerpo que se desplaza por un fluido, donde la velocidad del fluido respecto al cuerpo varía del 0 al 99% de la velocidad de la corriente exterior.

Dependiendo de como se mueve el fluido en su interior, la capa límite puede ser laminar o turbulenta, que aún así, en el interior de dicha capa puede existir zonas de flujo laminar y flujo turbulento (Munson, 2000).

Al comparar las capas límite, la laminar y turbulenta, se observa en la figura E.2, que la distribución de velocidades en la capa límite turbulenta muestra un gradiente de velocidades más pronunciado cerca de la superficie y un gradiente más aplanado en el resto de la capa. Entonces el esfuerzo cortante en la superficie es mayor en la capa límite turbulenta que en la laminar.

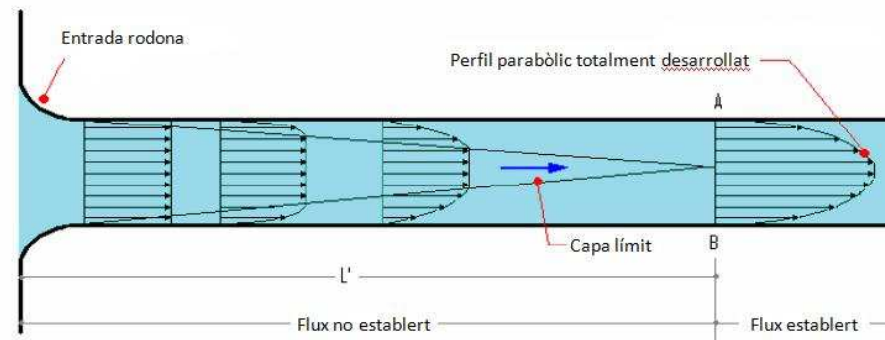


Fig: E.2. Capa límit en diferents estats del flux. (Fuente: Mataix C. 1982, [7]).

Evolución de la capa límite en la entrada de un conducto de sección circular.

Cabe destacar una diferencia importante entre el flujo alrededor de cuerpos sumergidos y flujos en conductos. En el caso de conductos, las capas límite de las paredes opuestas del conducto se unen a una cierta distancia y el flujo llega a desarrollarse en el interior de la capa límite. En el caso de vehículos, aviones, etc..., la capa límite puede llegar a tener varios centímetros de espesor, pero será muy pequeña comparada con el dimensionado del volumen de control. Véase figura E.3.

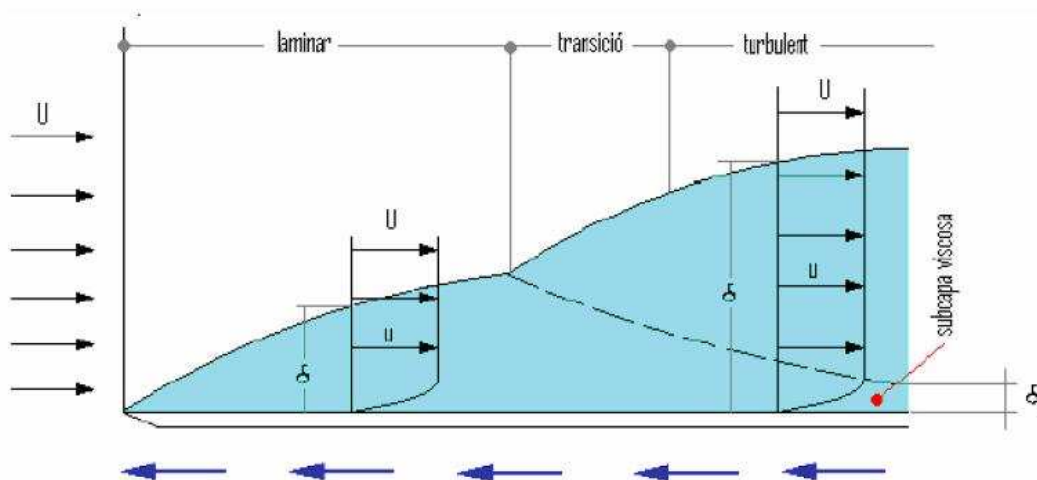


Fig: E.3. Capa límit laminar y turbulenta de una placa lisa. (Fuente: Mataix C. 1982, [7])

ANEXO F. ESTUDIO DE RADIACIÓN SOLAR EN UN SISTEMA CLIMÁTICO.

F.1. Introducción.

Se ha decidido introducir en estos anexos un pequeño estudio real de radiación procedente del artículo H.O. Nilsson, 2007 [6].

F.2. Estudio.

La radiación solar es uno de los principales causantes de la disconformidad climática en todos los sistemas reducidos tanto a edificios como a vehículos, por eso creemos que es importante destacar los rasgos más fundamentales de esta energía incesante que repercute en nuestro bienestar. Por eso a continuación se relatarán algunos rasgos característicos, como vestigios de pequeños estudios que en su día se realizaron con el fin de corroborar la relación de disconformidad y radiación solar.

La radiación solar al atravesar la atmósfera se divide en tres tipos de radiación; la ultravioleta (UV), la visible e infrarroja (IR) y en una pequeña región visible al ojo humano que contiene solo ella el 45 % de la energía emitida, quedando el resto en un 5% para los ultravioleta y en un 50 % para los infrarrojos respectivamente.

Nielsen (1988) dedujo que sujetos expuestos al sol y ejerciendo una cierta actividad padecían una ganancia en radiación solar de 125W (aproximadamente 70 Wm^{-2}). Concluyó que el aporte calorífico procedente de radiación solar no era menospreciable y evidenció, que dicha radiación no debía ser considerada como una componente dentro de una temperatura media radiante, sino como un radiante individual que actúa en los sujetos.

Mucho antes Roller y Goldman (1968) presentaron un modelo teórico para predecir el aporte de calor por radiación en humanos en un ambiente radial. Calcularon que este alcanzaba los 400 Wm^{-2} y para sus experimentos desarrollaron una expresión matemática que les permitía determinar el aporte de calor en una persona.

Más tarde Goldman se alió con Breckenridg (1971), donde utilizando datos de sus antiguos experimentos con Roller hizo pruebas con un maniquí, que inicialmente los valores aportados de radiación fueron pobres. No obstante haciendo correcciones en las ecuaciones de la transmisión y absorción de la superficie expuesta de ropa llegaron a un valor de 4 W recibidos.

Estos experimentos, excepto el último, fueron realizados en situaciones limitadas con sujetos ejerciendo una cierta actividad en pleno sol, pero no se concretó nada respecto a exposiciones a radiación directa actuando en ritmos metabólicos bajos, como puede ser el caso de los ocupantes del habitáculo de un automóvil.

Pero no crean que todas estas experiencias acabaron en saco roto, ni mucho menos, se establecieron los pilares para alzar los primeros parámetros, como fue el caso de la constante de radiación solar tr . Antiguamente en él no se tomaban en cuenta los efectos de la combinación de la radiación ultravioleta (UV) y la infrarroja (IR), y en particular su dirección, esto hacía que los cálculos fueran imprecisos.

Los estudios precedentes se concentrarían alrededor de la variación de la longitud de onda y los efectos que tienen estas fluctuaciones en la percepción de sensación térmica. Hay que decir también que no se sabe si las personas son lo suficientemente sensibles para reaccionar fisiológicamente a cambios sutiles en el contenido espectral de la radiación. Científicos como Narita (2001) encontraron que los sujetos humanos de estudio percibían las largas longitudes de onda de radiación IR, contrariamente sucedía con las ondas electromagnéticas de bajas longitudes IR y que contenían la misma intensidad energética. Se concluyó que esta diferencia era debida a las diferencias espectrales de la piel. Así pues tenemos otra variable que depende del tipo de piel compuesta por sus glándulas sudoríparas que al generar sudor pueden llegar a reflejar más o menos la luz solar.

Hoy en día estos ensayos de radiación se están intentando dar en el estudio climático de los habitáculos de vehículos compuestos por sus lunas vidriadas, pero realmente todavía no hay la suficiente aplicabilidad, y una de sus causas es la gran complicidad que los rodea, si hablábamos antes de ciertas variables en sistemas estáticos, como en casos de personas en oficinas, o en edificios, si además ahora añadimos que dicho sistema tiene cierta transición a lo largo del tiempo en concepto de velocidades de flujo

de impacto, temperaturas exteriores , humedades y radiación, puede ser complicado de resolver.

Buscando en bibliografías he encontrado tres tipos de pruebas que relacionan directamente la radiación solar con la sensación térmica en términos de intensidad de radiación espectral, nivel y contenido, como el efecto de diferentes tipos de cristales.

Así pues el primer estudio trataba sobre el efecto de la intensidad de radiación sobre la sensación térmica. El segundo sobre el contenido espectral de la radiación simulada en la sensación térmica. Y por último la repercusión del tipo de acristalamiento en la sensación térmica de las personas.

La instalación donde se realizaron estos tres estudios se construyó de tal manera que estaba delimitada por tres muros, uno de ellos acristalado e inclinado 45° respecto la horizontal, en la figura F podemos ver la disposición. Estos delimitaban un volumen dividido en dos celdas, cada una de las cuales provistas de un asiento fijado sobre una plataforma movable. Este grado de libertad permitía exponer de forma directa al sujeto de pruebas sentado o separarlo de la radiación. También destacar que se precisaba de ventiladores que soplaban aire hacia la parte acristalada.

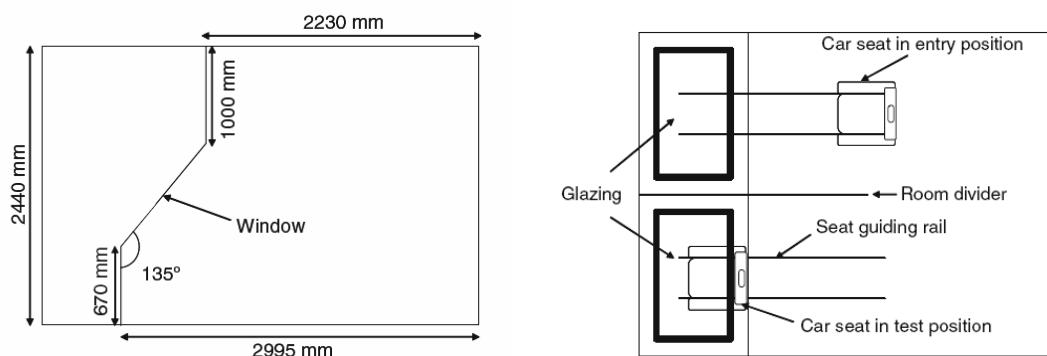


Fig: F. Esquema de dimensiones y posicionamiento de los distintos elementos partícipes en el ensayo de radiación. (Fuente: Parsons Ken, Hoder G. Simon, 2006 [9])

Para la simulación de la radiación se utilizarían cuatro lámparas cada una de ellas de 1000 W. Estas lámparas producían una intensidad espectral similar a la solar. La intensidad sobre los voluntarios era regulada por la distancia respecto a los mismos.

En cuanto a los datos fisiológicos y físicos recogidos, destacar la toma de temperatura de la piel cada 10 segundos, como de la boca al inicio y al final de la prueba. La toma de la temperatura media se realizó mediante el método de los cuatro puntos (Ramanathan 1964). Los sujetos, o personas que participaron en el ensayo evaluaron su sensación térmica a partir de un cuestionario al igual que las sensaciones en las diferentes partes de su cuerpo.

Los resultados evidenciaron que las escalas ISO tendrían que ser modificadas, en concreto la **ISO-7**; punto de sensación térmica, ya que resultó que para valores de t_r en radiación directa, los valores superaban la escala. En concreto, dos puntos de sensación térmica que se extendieron por encima de la ISO 10551.

Los diseños de este experimento, como hemos dicho se dividieron en tres estudios.

El primero se basó en tomar reiteradamente medidas, donde los sujetos fueron expuestos a diferentes condiciones de radiación; 0, 200, 400 y 600 Wm^{-2} , siendo el 0 la condición de control para asegurar que el PMV (Predicted Mean Vote) fuera igual a cero, es decir, cuando los sujetos no están expuestos de forma directa a la radiación, condición de neutralidad.

El segundo estudio, los sujetos se sometieron a 400 Wm^{-2} de radiación solar simulada para cuatro tipos de condiciones de espectro, es decir, usando cuatro tipologías de cristales. Cada uno de ellos posee calidades diferentes de absorción y transmisión que cambian según la intensidad de radiación a la que estén expuestos, hay que decir que para este estudio la intensidad emitida fue constante.

Para el último estudio, y al igual que en el segundo, los sujetos se expusieron a cuatro tipos de lunas delanteras. Con la diferencia que para el cálculo del nivel de radiación del sujeto se determinó por la constante de 1.00 Wm^{-2} .

Como hemos remarcado anteriormente se tomo la ayuda de testigos humanos, en concreto ocho voluntarios masculinos sanos para tomar parte de las pruebas. La indumentaria que se les facilitó, fue una camiseta blanca de algodón y poliéster (65/35%), pantalones de color *beige* también de algodón y poliéster (65/35%) y unos

zapatos. El parámetro **CLO** (aislamiento térmico) resultó ser de 0.7, incluyendo el asiento.

Se añadió un punto de realismo al considerar que tanto el conductor como el pasajero tomarían en algún momento u otras medidas de protección contra la radiación, y así disminuir las molestias en concepto de visión y sensación térmica, por eso decidieron no irradiar la parte de la cara, y si hacerlo únicamente en la zona del torso; desde el cuello hacia abajo, brazos y muslos.

En todos los estudios la cámara fue debidamente controlada a fin de mantener un medio climático constante para cuando el efecto de la radiación directa no actuaba sobre ella. Esta situación (temperatura del aire t_a igualada a la temperatura de radiación t_r) se consiguió manteniendo las tasas de humedad relativa, de velocidad de flujo de aire, índice de aislamiento **CLO**, así como su tasa metabólica constantes, a esta condición de medio se le conoce también como medio neutral.

Las medidas que se tomaron dentro del habitáculo para el experimento fueron;

-La temperatura del aire, t_a , a partir de termistores en varias posiciones; rodillas, a la altura de la cabeza, y en la sombra de la radiación directa (detrás de los asientos).

-La temperatura media radiante t_r , usando dos globos negros de 150 mm de diámetro, dispuestos uno delante del sujeto y otro detrás (sombra).

-La velocidad del aire, v , utilizando un anemómetro cercano al sujeto.

-La humedad relativa, rh , detrás del sujeto mediante un *Vassala*.

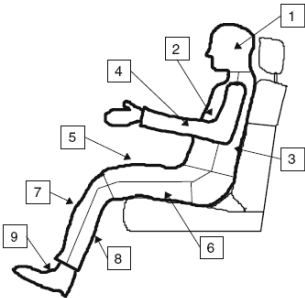
-Temperatura media en la piel t_{sk} , tomada también a partir de los termistores situados en cabeza, pantorrilla, pecho, brazo, y muslo. Estos se combinaron para dar un promedio de t_{sk} .

Estas medidas eran recogidas cada 10 segundos. Hay que comentar que la radiación directa fue medida con un Kipp y Zonen CM11 pirómetro, y se tomaron tanto en el pecho como en los muslos. Los voluntarios fueron trasladados a la zona delantera de la cámara, zona de radiación directa acristalada, alrededor de unos treinta minutos, como a la trasera, a partir del sistema de guíaje de los asientos. Al mismo tiempo iban respondiendo a los cuestionarios cada 5 minutos, estos se servían de su mano derecha para responderlos, manteniendo estática la izquierda.

THERMAL COMFORT IN VEHICLES

Date: 12/06/98Time: Neutral, Pre, 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30, post

Subject: ASession: C



1 THERMAL ENVIRONMENT

	Overall	Head	Trunk		Arms	Upper Legs		Lower Legs		Feet
		1	Front	Rear		Front	Rear	Front	Rear	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
7 Extremely Hot										
6 Very Hot										
5 Hot										
4 Warm										
3 Slightly warm										
2 Neutral										
1 Slightly cool										

	Overall	Head	Trunk		Arms	Upper Legs		Lower Legs		Feet
		1	Front	Rear		Front	Rear	Front	Rear	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
4 Very Uncomfortable										
3 Uncomfortable										
2 Slightly Uncomfortable										
1 Not Uncomfortable										

	Overall	Head	Trunk		Arms	Upper Legs		Lower Legs		Feet
		1	Front	Rear		Front	Rear	Front	Rear	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
4 Very Sticky										
3 Sticky										
2 Slightly Sticky										
1 Not Sticky										

2. Please indicate how YOU would like to be NOW:

Warmer☐No change☐Cooler☐

Fig. 3 Subjective questionnaire

Springer

Fig: F.1. Ejemplo de cuestionario usado en el ensayo. (Fuente: Parsons Ken, Hoder G. Simon, 2006 [9])

131

Los valores de los cambios en la temperatura media en la piel (t_{sk}) fueron sometidos estadísticamente a evaluaciones de Student.

Los resultados obtenidos para el estudio 1, 2 y 3 en concepto de condiciones de ambiente fueron:

Table 3 Summary of environmental data - study 1

Simulated solar radiation	600 Wm ⁻²	400 Wm ⁻²	200 Wm ⁻²	0 Wm ⁻²
t_a shielded (°C)	24.0	23.4	23.4	22.8
t_r (°C) derived from t_g	44.0	41.8	37.7	24.2
Air velocity (m/s)	0.1	0.1	0.1	0.1
Relative humidity (%)	49.6	51.0	51.4	48.3
PMV ^a	0.2	0.1	0.1	-0.1
PPD ^a	6.8	8.8	7.1	6.2
PMV ^b	2.8	2.3	1.9	0.2
PPD ^b	96.5	79.8	70.6	12.8
AMV	3.1	1.9	1.1	0.2
APD	100	75	62.5	12.5

t_a air temperature, t_g globe temperature, t_r mean radiant temperature derived from globe temperature (Parsons 2003 p 97), PMV predicted mean vote, PPD predicted percentage of dissatisfied, AMV actual mean vote, APD actual percentage dissatisfied

^aPMV calculated with $t_r=t_a$

^bPMV calculated with t_r =measured t_r

Table 4 Summary of environmental data Study 2

Glazing type	CL	TL	PPB	TM
t_a shielded (°C)	22.7	22.9	22.5	22.4
t_r (°C) derived from t_g	39.5	35.0	34.2	34.8
t_g (°C)	33.6	31.0	30.4	31.2
Air velocity (m/s)	0.1	0.1	0.1	0.1
Relative humidity (%)	49.9	48.8	51.9	48.3
PMV ^a	0.2	0.2	0.2	0.2
PPD ^a	7.4	7.3	7.2	6.4
PMV ^b	2.1	1.5	1.5	1.5
PPD ^b	79.6	52.8	49.8	53.5
AMV	2.1	1.9	2.2	1.8
APD	79.4	71.1	87.0	68.6

CL clear laminate, TL tinted laminate, PPB clear, TM tinted monolithic, t_a air temperature, t_g globe temperature, t_r mean radiant temperature derived from globe temperature (Parsons 2003 p 97), PMV predicted mean vote, PPD predicted percentage of dissatisfied, AMV actual mean vote, APD actual percentage dissatisfied

^aPMV calculated with $t_r=t_a$

^bPMV calculated with t_r =measured t_r

Table 5 Summary of environmental data at the position of the subjects (Note: 1,000 Wm⁻² on the glazing surface)

Glazing type	CM	CL	TL	PPB
t_a shielded (°C)	24.3	24.1	23.8	23.7
t_r (°C) derived from t_g	37.5	36.2	31.0	31.1
Air velocity (m/s)	0.1	0.1	0.1	0.1
Relative humidity (%)	31.6	33.8	37.2	32.2
Direct radiation (Wm ⁻²)	628	577	339	308
PMV ^a	0.1	0.1	0.0	0.0
PPD ^a	5.1	5.2	5.0	5.0
PMV ^b	2.7	2.4	1.3	1.3
PPD ^b	97.1	91.3	40.3	39.2
AMV	3.3	2.6	1.8	1.4
APD	100.0	98.0	84.2	68.0

CM clear monolithic, TL tinted laminate, PPB clear, t_a air temperature, t_g globe temperature, t_r mean radiant temperature derived from globe temperature (Parsons 2003 p 97), PMV predicted mean vote, PPD predicted percentage of dissatisfied, AMV actual mean vote, APD actual percentage dissatisfied

^aPMV calculated with $t_r=t_a$

^bPMV calculated with t_r =measured t_r

Fig: F.2. Resultados de los tres estudios presentados en concepto de condiciones de ambiente. (Fuente: Parsons Ken, Hoder G. Simon, 2006 [9])

Para todas las condiciones experimentales se predijo que para el nivel de confort térmico, calculado a partir de la norma ISO estándar 7730 (1994), se mantuvo dentro de la tolerancia 0, condición de neutralidad que se estableció a priori. También se pudo observar cuando se introdujo el parámetro de temperatura de radiación t_r , derivada de la temperatura media absorbida por los globos de ensayo, que en la ecuación del confort térmico, la radiación solar simulada cambió de medio neutral (PMV =0) a caluroso (PMV =2) y definitivamente a caldeado (PMV = 3). Así pues concluyó que la introducción de una fuente direccional tiene un efecto significativo.

En cuanto a la temperatura dérmica (t_{sk}), como se dijo, esta fue recogida a partir de una serie de termistores colocados estratégicamente en puntos corporales. A continuación mostramos una gráfica que nos representa la variación de la t_{sk} en función de la radiación emitida y de la gama de vidrieras.

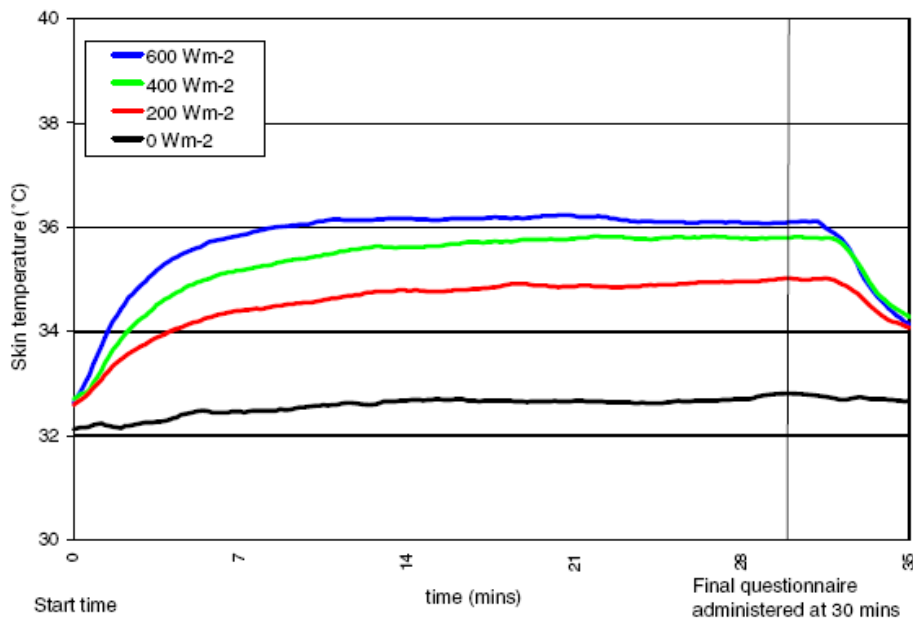


Fig: F.3. Representación del valor medio de t_{sk} respecto los treinta minutos de exposición a la gama de radiación ensayada. (Fuente: Parsons Ken, Hoder G. Simon, 2006 [9])

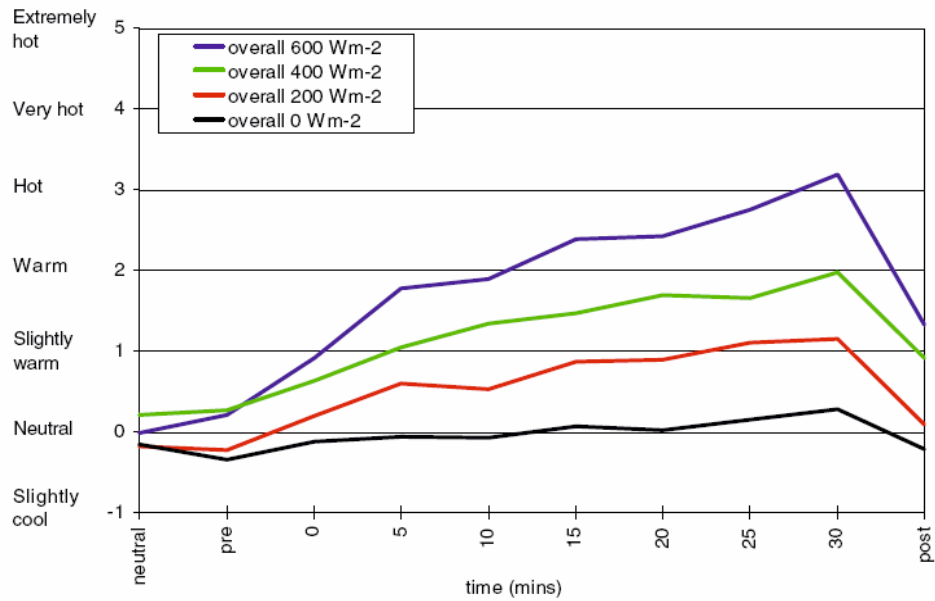


Fig: F.4. Representación del confort térmico respecto los treinta minutos de exposición a la gama de radiación ensayada. (Fuente: Parsons Ken, Hoder G. Simon, 2006 [9])

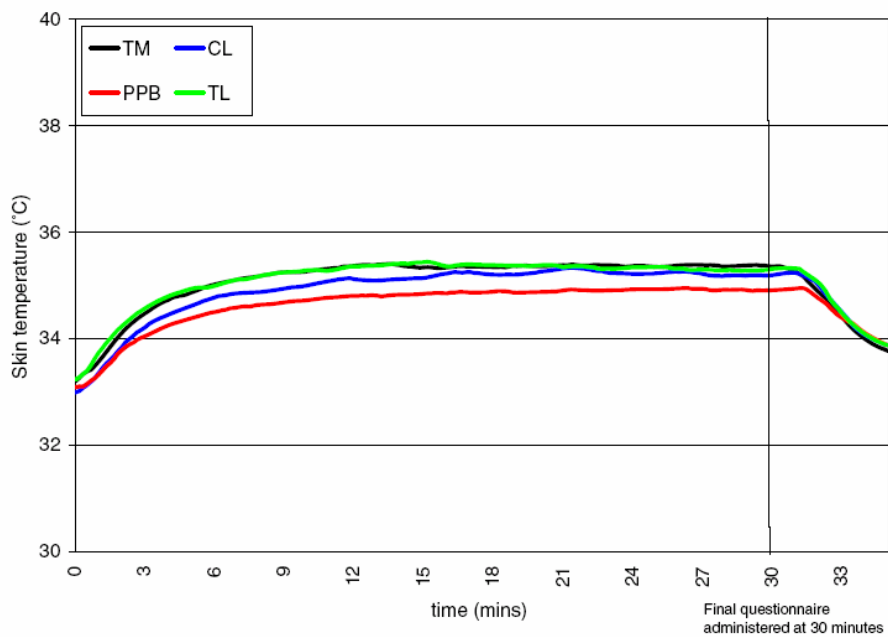


Fig: F.5. Representación del valor medio de t_{sk} en función de la tipología de vidriera utilizada. (Fuente: Parsons Ken, Hoder G. Simon, 2006 [9])

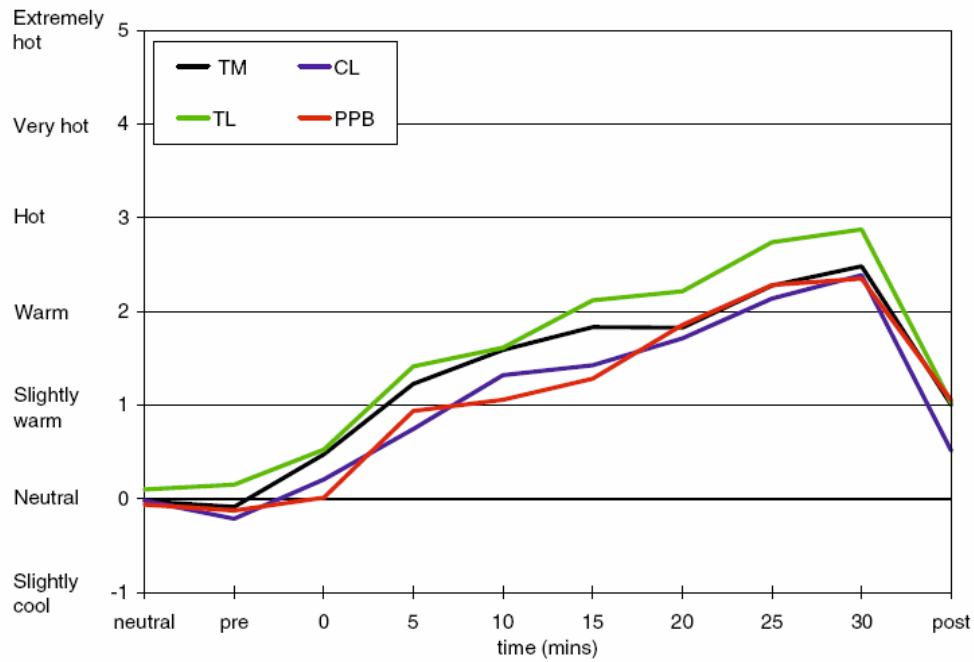


Fig: F.6. Representación del confort térmico en función de la tipología de vidriera utilizada. (Fuente: Parsons Ken, Hoder G. Simon, 2006 [9])

A comentar una pequeña adversidad presente en el gráfico, y es que en el intervalo que va de 29 a 35 minutos, se puede apreciar una caída de dos puntos, esto fue debido a que los ocupantes tuvieron que moverse estando expuestos a radiación directa para contestar los cuestionarios, de aquí estas fluctuaciones.

ANEXO G: ESQUEMAS DE DISEÑO

En este anexo se adjuntan cuatro planos con esquemas de los modelos *dummys* utilizados en el proyecto y dimensionados con las cotas básicas para su interpretación.

Se ha prescindido de acotar el conjunto debido a que sus componentes han sido ya acotados individualmente.

Las dimensiones utilizadas en el diseño han sido los milímetros.

Firmado:

Rubén Carballo Escribano

Girona, 12 de Agosto del 2008